

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Tepelná bilance parní turbíny a návrh VTO

Steam Turbine Thermal Balance and Proposal of High
Pressure Feedwater Heater

Student:

Bc. Paweł Wacławek

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Radim Janalík, CSc.

Ostrava 2019

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Paweł Wacławek**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Tepelná bilance parní turbíny a návrh VTO**
Steam Turbine Thermal Balance and Proposal of High Pressure Feedwater Heater
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Práce bude obsahovat:

- Popis R-C cyklu parních turbín
- Význam regenerace v R-C cyklu parních turbín
- Výpočet tepelné bilance a účinnosti tepelného oběhu stávající turbíny pro zadané parametry
- Návrh vysokotlakého ohřívače
- Výpočet tepelné bilance a účinnosti tepelného oběhu s navrženým VTO
- Technicko-ekonomické zhodnocení navržené úpravy tepelného oběhu parní turbíny

Seznam doporučené odborné literatury:


- [1] Kadmožka, J. : Tepelné elektrárny a teplárny. Praha: SNTL, 1984
- [2] Ambrož, J., : Parní turbíny a kondenzace, ČVUT Praha, 1984
- [3] Škopek, J., : Tepelné turbíny a turbokompresory, Západočeská Univerzita Plzeň, 2010
- [4] BEČVÁŘ, Josef: Tepelné turbíny. Praha: SNTL 1968
- [5] Fiedler, J.: Parní turbíny -návrh a výpočet, CERM Brno 2004
- [6] Kadmožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM Brno, 2007
- [7] Nožička J.: Termomechanika. ČVUT Praha, 2001.

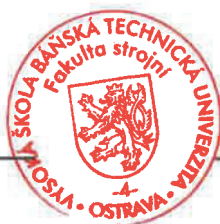
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Radim Janalík, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry

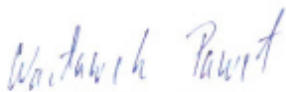



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20.5.2019



.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).


Souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.

Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.

Bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 20.5.2019



podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Paweł Wacławek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Školní 1234, Jablunkov

Anotace

WACLAWEK, P. *Tepelná bilance parní turbíny a návrh VTO.: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2019, s.53, Vedoucí práce Ing. Radim Janalík, CSc.

V diplomové práci se zabývám energetickou bilancí turbíny. V úvodu popisuji elektrárenský blok a jeho části, je zde popsáno vše, co je potřeba k energetické bilanci parního oběhu. V dalších bodech řeším regeneraci parního oběhu, což je metoda navyšování účinnosti celého cyklu. V neposlední řadě se zabývám výpočtem daného parního oběhu a jeho regenerací pomocí vysokotlakého ohříváku. Na základě těchto výpočtů provádím vyhodnocení obou cyklů, kde je porovnávám a uvádím klady a zápory.

Annotation

WACLAWEK, P. *Steam Turbine Thermal Balance and Proposal of High Pressure Feedwater Heater.:The Diploma thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2019, p.53, Thesis head Ing. Radim Janalík, CSc.

The Diploma thesis deals with the turbine energetic balance. In the beginning I describe a power plant block and its parts. It's also described all what is needed to tag together an energetic balance steam circulation. The next part covers steam circulation regeneration. It causes the increasing effectivity of whole cycle. Last but not least I solve the calculation of the given steam cycle and its regeneration by the high pressure heater. In according to these calculations I do an evaluation of the both cycles by comparing them and specify the pros and cons.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	8
Úvod	10
1. Využití parního cyklu	11
1.1 Výroba elektrické energie	11
1.2 Výroba elektrické a tepelné energie současně	13
1.3 Výroba tepelné energie	14
2. Rankinův-Clausiov cyklus	15
2.1 Tepelné oběhy	15
2.2 Popis Rankin-Clausiova (parního) oběhu	15
2.3 T-s diagram R-C cyklu	17
2.3.1 Tepelná bilance R-C cyklu podle T-s diagramu	17
3. Význam regenerace v R-C cyklu parních turbín	19
3.1 Přeměna energie v parní turbíně	19
3.2 Ideální a skutečný oběh stroje	20
3.3 Výpočet výkonu parní turbíny	21
3.4 Termodynamická a tepelná účinnost stroje	22
3.4.1 Termodynamická účinnost	22
3.4.2 Tepelná účinnost stroje	23
3.5 Zvýšení tepelné účinnosti cyklu	24
3.6 Regenerace: ohřev vody párou odebíranou z kotle	25
4. Tepelná bilance stávajícího parního oběhu	28
4.1 Schéma parního oběhu	30
4.2 Energetická bilance napájecí nádrže	31
4.3 Energetická bilance NTO	32
4.4 Energetická bilance kotle	33
4.5 Energetická bilance turbíny TG1	34
4.6 Energetická bilance turbíny TG2	35
4.7 Účinnost celého oběhu	37

5.	Návrh VTO	38
5.1	Schéma parního oběhu s VTO	39
5.2	Energetická bilance VTO	40
5.3	Energetická bilance NN	41
5.4	Energetická bilance NTO	42
5.5	Energetická bilance kotle	43
5.6	Energetická bilance TG1	44
5.7	Energetická bilance TG2	45
5.8	Účinnost celého oběhu	47
6.	Technickoekonomické zhodnocení	48
6.1	Technické zhodnocení	48
6.2	Ekonomické zhodnocení	48
6.2.1	Spotřeba paliva pro původní parní cyklu	48
6.2.2	Spotřeba paliva pro upravený parní cyklus (s VTO)	49
7.	Závěr	50
	Seznam použité literatury	51
	Seznam obrázku	52
	Seznam tabulek	53

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Název	Jednotka
a_i	izoentropická práce	[kJ/kg]
c	obvodová rychlost	[rad·s ⁻¹]
c_v	tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
i	entalpie	[kJ/kg]
k	ložiskové ztráty	[-]
\dot{m}	hmotnostní průtok	[kg/s, t/h]
h	tepelný spád	[kJ/kg]
H	entalpický spád	[kJ/kg]
p	tlak	[MPa]
P_i	výkon	[MW]
P_{SP}	výkon na spojce	[MW]
P_{gen}	výkon generátoru	[MW]
P_{itur}	výkon turbíny	[MW]
P_{ipal}	příkon v palivu	[kg/h]
Q	teplo	[kJ]
Q_k	přivedené teplo do kotle	[MW]
Q_i^f	výhřevnost	[MJ/kg]
Q_{pal}	teplo z paliva	[kJ]
q	měrné teplo	[kJ/kg]
s	entropie	[kJ/kg·K]
S	plocha	[mm ²]
T, t	teplota	[K; °C]

u	unášivá rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
v	měrný objem	$[\text{m}^3/\text{kg}]$
x	suchost	$[-]$
z	mechanické ztráty	$[-]$
η_t	tepelná účinnost	$[-]$
η_{td}	termodynamická účinnost	$[-]$
η_{mech}	mechanická účinnost	$[-]$

Úvod

Energetika je jeden ze základních kamenů průmyslu, zabývá se hlavně výrobou elektrické a tepelné energie. K získávání těchto energií jsou využívány stroje, na které jsou v dnešní době kladeny stále vyšší nároky. Tyto nároky ovlivňují především hospodárnost výroby a také v nemalé míře celkovou efektivnost výroby. Ale nejen efektivnost a hospodárnost výroby je důležitá, je také třeba dbát na ekologii výroby. Všechny tyto požadavky je třeba splnit, abychom byli schopni uspokojit poptávku po elektrické a tepelné energii.

V této práci se zabývám energetickým bilancováním parní turbíny. Parní turbína je jednou z hlavních částí parního cyklu, která slouží k zmiňovanému procesu přeměny energie. Cílem této diplomové práce je provést energetickou bilanci parní turbíny, navrhnout zlepšení parního cyklu pomocí vysokotlakého ohříváku a závěrem tyto zlepšení zhodnotit.

V prvních třech tematických okruzích se budu zabývat parním cyklem, jeho využitím pro výrobu tepelné a elektrické energie, dále jeho funkcí a v neposlední řadě zvýšením účinnosti pomocí regenerace. Další dvě kapitoly budou věnovány energetickému bilancování parního cyklu a snaže se navrhnout zlepšení jenž by vedlo k zvýšení účinnosti cyklu.

Závěrem shrnu všechny výsledky a zhodnotím jejich technickoekonomický přínos. Tyto výsledky by se měly projevit v úspoře paliva, potažmo financí, které budou ušetřeny díky zvýšení účinnosti.

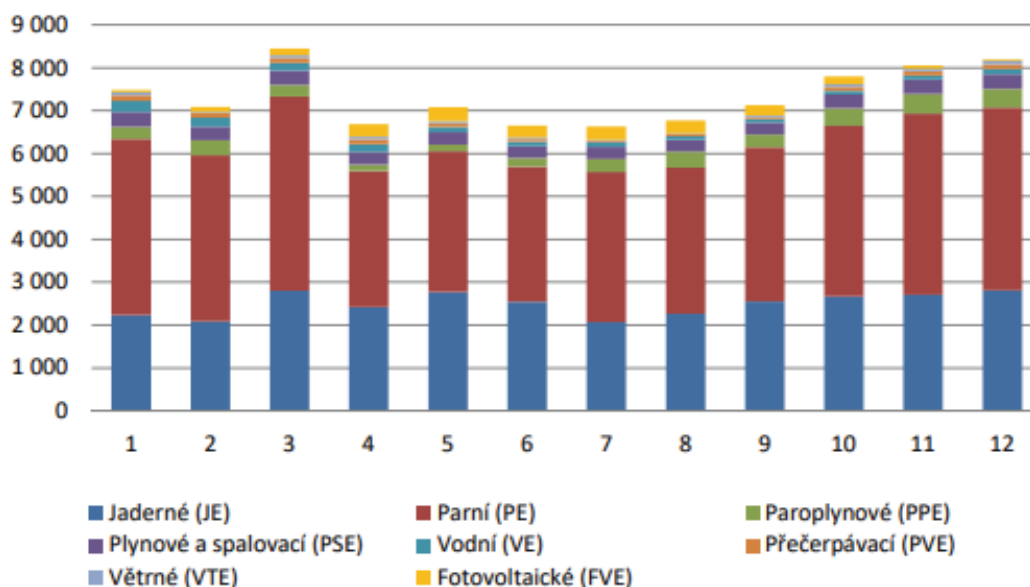
1. Využití parního cyklu

Tato práce se zabývá energetickou bilancí parní turbíny, ale turbína je pouze jednou z částí parního oběhu. Parní oběhy využíváme v tepelně-energetických výrobnách, což jsou zařízení, která přeměňují chemickou energii paliv (většinou fosilních) na energii elektrickou nebo tepelnou, popřípadě kombinaci těchto dvou energií. Tyto výroby dělíme do tří skupin, a to elektrárny, které produkují pouze elektrickou energii, dále výtopny, ty produkují pouze teplo a nakonec teplárny, jež jsou schopny vyrábět elektřinu i dodávat teplo. [12]

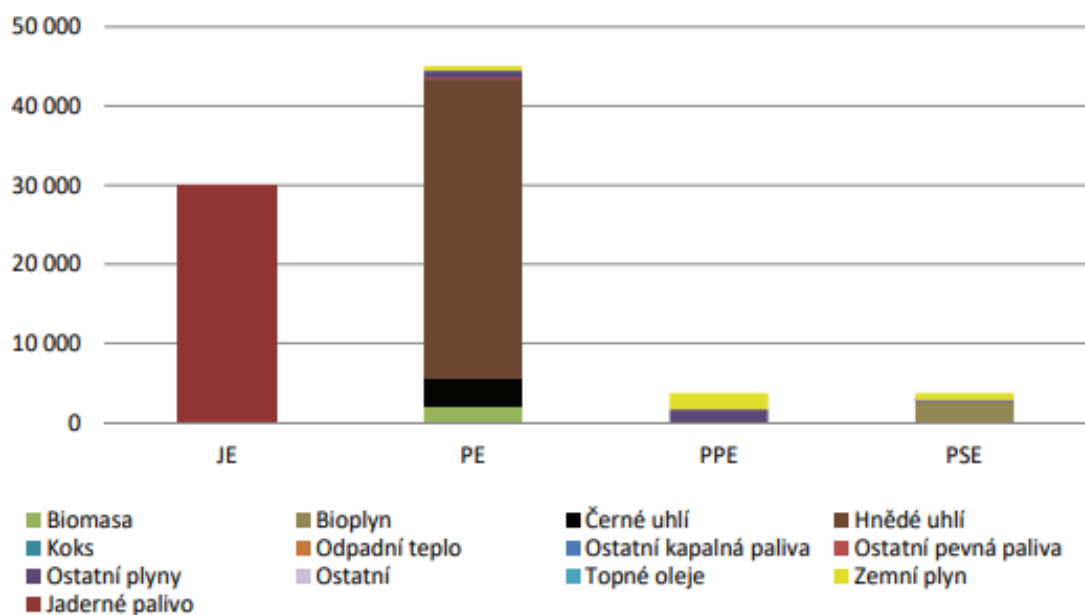
1.1 Výroba elektrické energie

Jak už bylo výše zmíněno, výroba elektrické energie probíhá v elektrárnách nebo v teplárnách. Elektrická energie je vyrobena za pomoci elektrického generátoru, který je poháněn povětšinou kondenzační turbínou, spojenou do parního oběhu s kotlem nebo jaderným reaktorem. [12]

V minulém roce bylo v České Republice vyrobeno 88 001,8 GWh elektrické energie, z toho v jaderných elektrárnách 29 921,3 GWh a v parních 45 070,8 GWh. To celkově činí 85,2 % vyrobené elektrické energie. Zbytek byl vyroben z největší části ve vodních elektrárnách a pomocí obnovitelných zdrojů energie. [10]



Obrázek 1 Výroba elektrické energie v roce 2018 [10]



Obrázek 2 Podíl paliva na výrobě elektrické energie v ČR v roce 2018 [10]

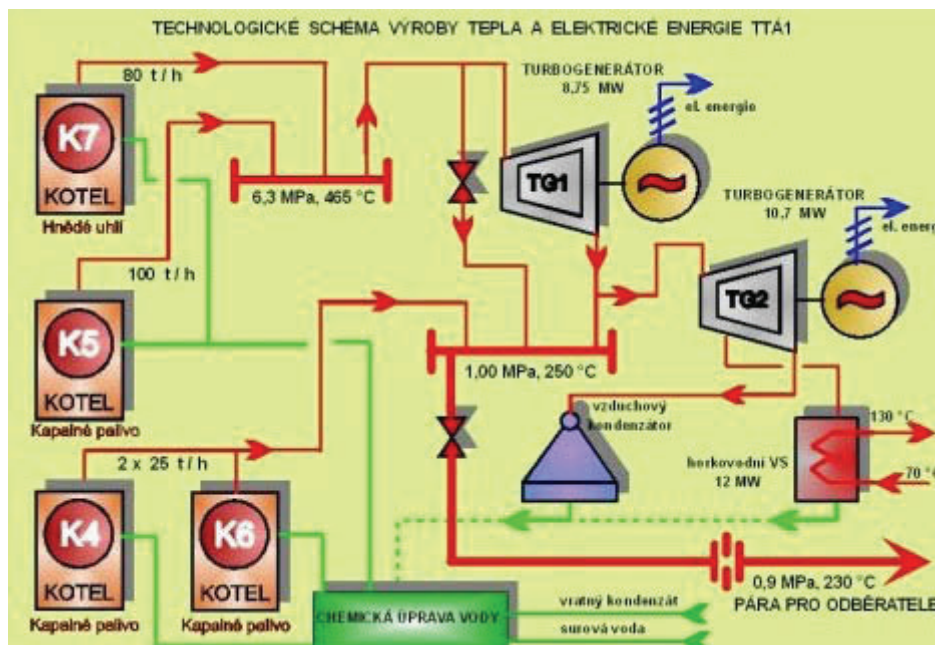
Přehled hlavních tepelných a jaderných elektráren v České republice:

Jaderné elektrárny		
Elektrárna	Instalovaný výkon [MW]	palivo
Temelín	2x1055	Uran U ²³⁵
Dukovany	4x510	Uran U ²³⁵
Tepelné elektrárny		
Pruněřov II	1050	Hnědé uhlí
Počerady	1000	Hnědé uhlí
Počerady 2	845	Zemní plyn
Chvaletice	800	Hnědé uhlí
Dětmárovice	800	Černé uhlí
Tušimice II	800	Hnědé uhlí
Mělník III	500	Hnědé uhlí
Pruněřov I	440	Hnědé uhlí
Vřesová	370	Zemní plyn
Opatovice	378	Hnědé uhlí
Mělník I	352	Hnědé uhlí













Tabulka 1 Přehled jaderných a největších tepelných elektráren v ČR [11]

1.2 Výroba elektrické a tepelné energie současně

Další skupinou, kde je hojně využíván parní oběh jsou teplárny. Tyto výrobny jsou schopny, jak dodávat elektrickou energii, tak i energii tepelnou. Teplárny jsou povětšinou osazeny parním kotlem s odběrovou nebo protitlakou turbínou. [12]



Obrázek 3 Technologické schéma teplárny Tábor [13]

	KVET celkem	
	Výroba elektřiny brutto [GWh]	Dodávka užitečného tepla [TJ]
Kombinovaná výroba elektřiny a tepla (KVET)	10 033,0	102 301,6
 Biomasa	1 124,7	12 114,9
 Bioplyn	1 783,7	1 996,6
 Černé uhlí	926,5	12 784,3
 Hnědé uhlí	4 064,0	56 044,9
 Koks	0,0	0,0
 Odpadní teplo	34,1	749,0
 Ostatní kapalná paliva	17,0	296,6
 Ostatní pevná paliva	104,9	2 354,4
 Ostatní plyny	356,2	4 795,1
 Ostatní	0,0	0,0
 Topné oleje	10,6	43,1
 Zemní plyn	1 611,3	11 122,8
Celkový instalovaný elektrický výkon [MWe]	11 609,4	
Celkový instalovaný tepelný výkon [MWt]		24 133,7

Obrázek 4 Výroba elektrické a tepelné energie v ČR v roce 2018 [10]

1.3 Výroba tepelné energie

V neposlední řadě je tepelný oběh použit při samostatné výrobě tepla. Tato výroba probíhá ve výtopnách. Teplo ve výtopnách je zpravidla produkováno v parovodním nebo horkovodním kotli. V dnešní době jsou pro výrobu tepla nejčastěji používány kotle na zemní plyn, ale ani kotle na fosilní paliva nejsou výjimkou. Výtopny mají za úkol dodávat teplo pro technologii výroby, vytápění a ohřev vody. [13]

2. Rankinův-Clausiův cyklus

Druhá kapitola je věnována popisu parního oběhu, jinak také označovanému jako Rankin-Clausiův cyklus. Tento cyklus je základem průmyslové energetiky.

2.1 Tepelné oběhy

Tepelné oběhy se skládají z řady změn, které probíhají v dané soustavě, kdy po těchto změnách se soustava dostává do původního stavu. Tyto změny jsou znázorněny v p - v diagramu, jsou-li všechny změny vratné nazýváme oběh vratným a můžeme ho také znázornit v i - s diagramu. [7]

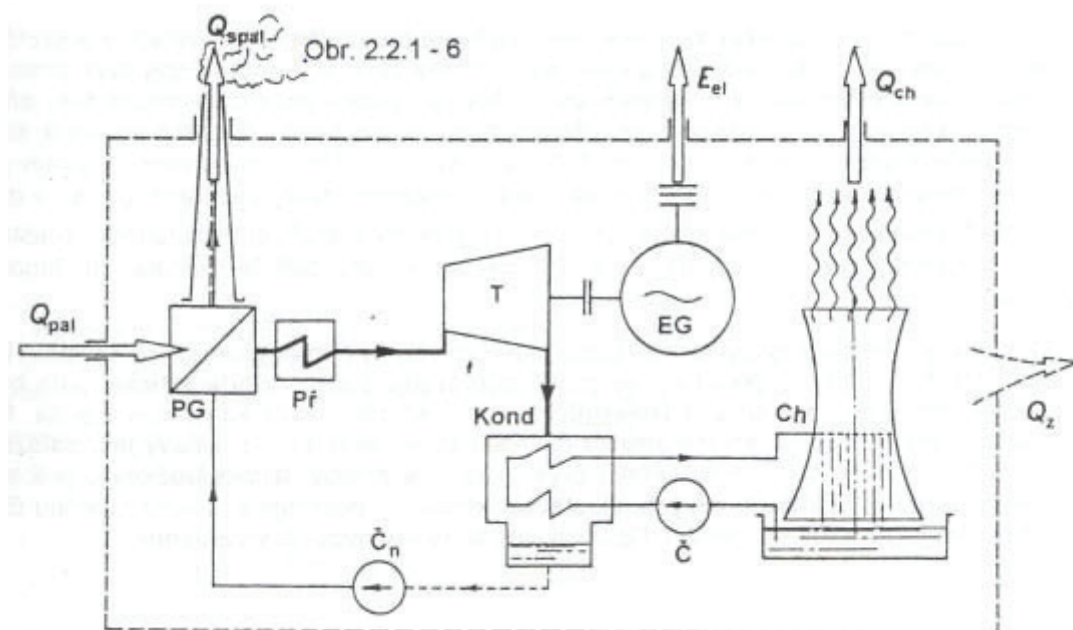
Podmínky vratného oběhu:

- pro změny platí druhý základní zákon termodynamiky $dQ = T ds$, (1)
- změny probíhají nekonečně pomalu,
- změny probíhají při stacionárním proudění bez odporu. [7]

Nevratnost změn vzniká různými změnami v oběhu jako jsou: změna rychlosti proudění, změna hmotnosti pracovní látky, nevratné změny skupenství aj. Reálné oběhy jsou vždy nevratné, ale ke každému oběhu lze přiřadit oběh porovnávací. Porovnávací oběh je vratný oběh, který vznikl ze skutečného oběhu pomocí zanedbání všech ztrát. [7]

2.2 Popis Rankin-Clausiova (parního) oběhu

V současnosti je Rankinův-Clausiův parní oběh nejdůležitější energetický motor. Tento oběh je základním kamenem nejen kondenzačních elektráren, ale i jaderných elektráren s plynem chlazenými reaktory. [9]



Obrázek 5 Rankin - Clausiův parní oběh [6]

Rankinův-Clausiiův cyklus se skládá z:

- PG – parní generátor – zdroj tepla, který se ještě skládá z ekonomizéru E a výparníku V
- PŘ – přehřívák
- T – turbína
- EG – elektrický generátor
- KOND – kondenzátor
- CH – chladicí věž
- ČN – napájecí čerpadlo.

Obrázek 5 nám znázorňuje termodynamickou soustavu tepelné elektrárny. Toto schéma je velmi zjednodušené, ve skutečnosti se tepelná elektrárna skládá z mnoha bloků a její schéma je velmi složité. Pro popis principu funkce je ovšem dostačující. Do parního generátoru *PG* vstupuje palivo (palivo je nositelem přivedené chemické energie, měřítkem této energie je jeho výhřevnost Q_i). Po spálení paliva v *PG* spaliny předají část své energie vodě $Q_{pal}=m_{pal} \cdot q_n$ (2) a zbytek tepla je odveden spaliny do komína, čímž ze soustavy uniká teplo Q_{spal} . Ohřátím vody spaliny vzniká sytá vodní pára, která se dál v přehřívácích PŘ mění na páru přehřátou. Přehřátá pára dále vstupuje na rotor turbíny *T*, kde expanduje, tato expanze se mění na kinetickou energii, která se dále mění na energii elektrickou v elektrickém generátoru *EG*. Vyexpandovaná pára dále míří do podtlakého prostoru kondenzátoru *KOND*. V kondenzátoru pára přechází zpět do kapalného stavu a je vháněna napájecím čerpadlem zpět do vodního prostoru parního generátoru a celý proces se opakuje. [6]

$$\text{Měrná práce R-C cyklu: } a = q_{23} - q_{14} = i_3 - i_2 - (i_4 - i_1) [J \cdot kg^{-1}] [9] \quad (7)$$

$$\text{Tepelná účinnost oběhu: } \eta_T = \frac{q_{23} - q_{14}}{q_{23}} = 1 - \frac{q_{14}}{q_{23}} = 1 - \frac{i_4 - i_1}{i_3 - i_2} [-] [9] \quad (8)$$

Takto počítaná účinnost platí pouze pro cyklus, v němž nemá turbína žádný odběr, a tudíž se nám nemění hmotnostní průtok páry v oběhu. V komplikovanějších cyklech, ve kterých dochází k odběru páry z turbíny je nutno zohlednit měnící se hmotnostní průtoky, a proto pro výpočet tepelné účinnosti používáme výkon kotle a výkon turbín. [9]

Tepelná účinnost oběhu při měnících se hmotnostních průtocích:

$$\eta_T = \frac{P_{itur}}{P_{ikot}} [-] [9] \quad (9)$$

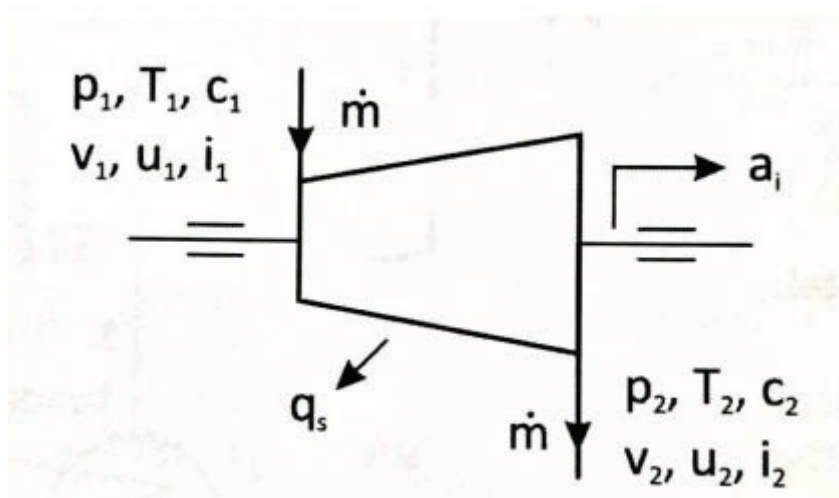
Rankin-Clausiusův cyklus má menší účinnost mezi totožnými krajními teplotami nežli oběh Carnotův. Tepelnou účinnost RC cyklu jsme schopni zvyšovat za pomoci takzvaných karnotizačních úprav. Mezi tyto úpravy patří regenerační oběh napájecí vody v ekonomizéru a mezipřihřívání páry. Metoda regenerace oběhu je založena na principu využívání části páry odebrané z turbíny k ohřevu vody v napájecí nádrži. U mezipřihřívání páry se přivádí pára, která expandovala mezi dvěma tělesy turbíny. Díky této úpravě také zvyšujeme celkovou tepelnou účinnost oběhu. [9]

3. Význam regenerace v R-C cyklu parních turbín

Regenerace v R-C cyklu parních turbín je důležitá z hlediska zvyšování jeho účinnosti. Součástí této kapitoly je popis energetické bilance parní turbíny, výčet vlivů na termodynamickou a tepelnou účinnost parního oběhu a závěr kapitoly je věnován popisu průběhu samotné regenerace a jejího významu.

3.1 Přeměna energie v parní turbíně

Parní turbína je primární energetický stroj, v němž dochází k přeměně entalpie páry na energii mechanickou. To znamená, že tlaková síla páry předá svou sílu lopatkám turbíny, ta se roztočí a koná tímto mechanickou prací. [3]



Obrázek 7 Přeměna energie v parní turbíně [3]

Základní vztahy pro výpočet přeměny entalpie páry, tedy tepelné energie, na práci mechanickou a naopak. [3]

$$- u_1 + p_1 \cdot v_1 + \frac{c_1^2}{2} = a_i + u_2 + p_2 \cdot v_2 + \frac{c_2^2}{2} + q_s \quad (10)$$

Z této rovnice zachování energie dále vyplývá [3]

$$- i_1 - i_2 = a_i + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2} + q_s. \quad (11)$$

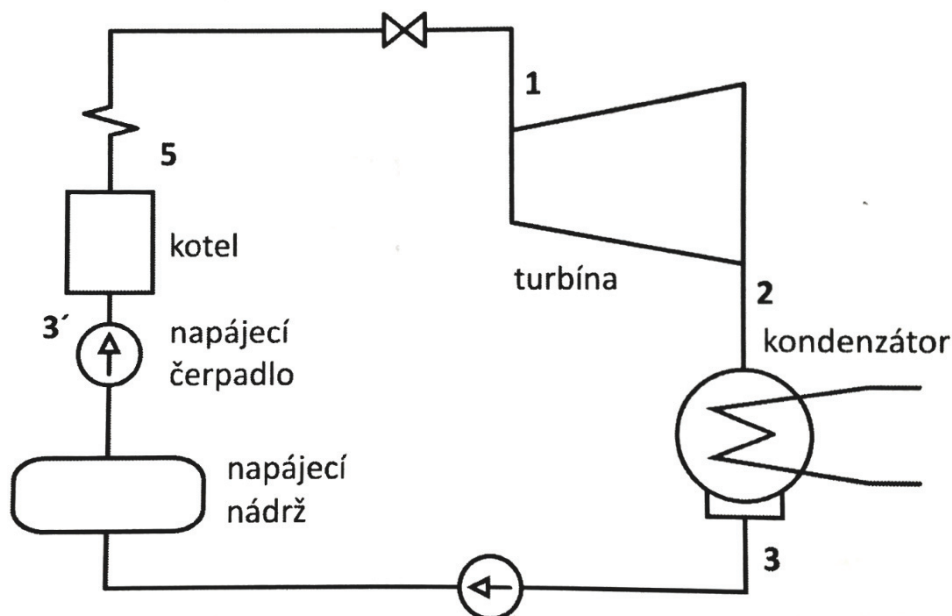
Po zanedbání všech q_s a přírůstku mezi vstupem a výstupem dostaneme rovnici

$$- a_i = i_1 - i_2. \quad (12)$$

Tento vztah je platný u turbín parních, vodních i kompresorů a v důsledku je jedno jestli práci přivádíme, nebo jí odebíráme. [3]

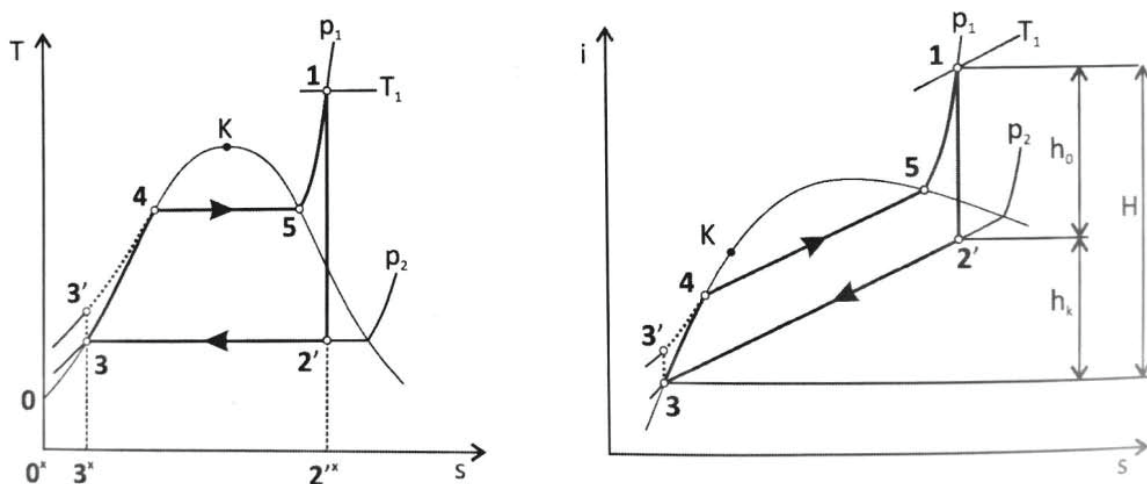
3.2 Ideální a skutečný oběh stroje

Jak jsem zmiňoval v první kapitole základním parním oběhem je Rankin-Clausiiův cyklus. Tento oběh se skládá z pěti elementů, kde pro správnou funkci nesmíme opomenout ani jedno zařízení: kotel – turbína – kondenzátor – dvě čerpadla – napájecí nádrž. [3]



Obrázek 8 Základní schéma R-C cyklu [3]

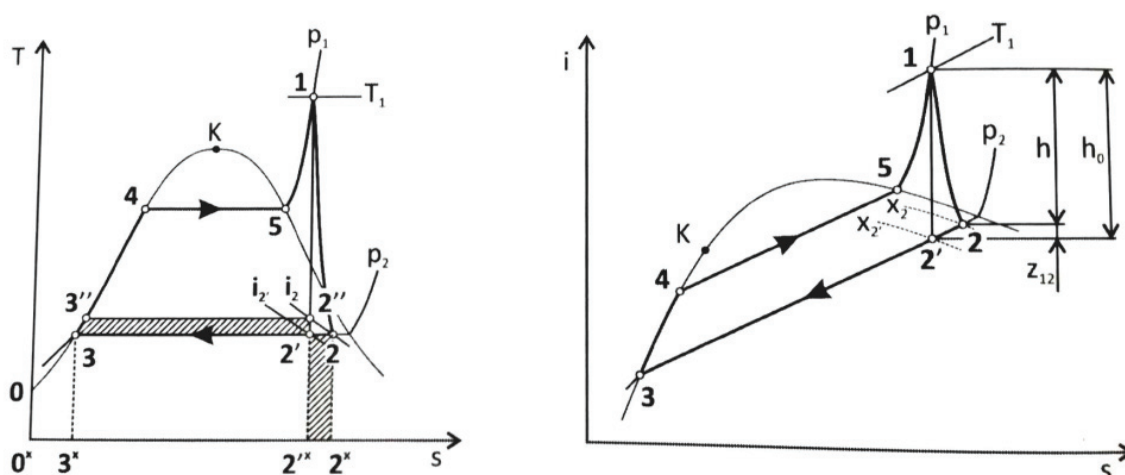
V ideálním oběhu neuvažujeme žádné ztráty, a to ani v turbíně ani napájecím čerpadle.



Obrázek 9 T-s a i-s diagram ideálního stroje [3]

- 1-2' - izoentropická expanze páry v turbíně
- 2'-3 - kondenzace páry v kondenzátoru
- 3-3' - izoentropický proces v napájecím čerpadle
- 3'-5 - ohřívání napájecí vody a její vypařování
- 5-1 - přehřívání páry v přehříváku kotle

U skutečných parních oběhů vznikají při přeměně energií ztráty ve stroji, v jejichž důsledku bude užitečná práce o tyto ztráty menší. Vnitřní ztráty se přeměňují v teplo, díky čemuž navyšují entalpii pracovní látky, ovšem za současného růstu entropie. [3]



Obrázek 10 T-s a i-s diagram skutečného stroje [3]

3.3 Výpočet výkonu parní turbíny

- Vnitřní výkon při izotermické expanzi páry [3]

$$P_i = \dot{m} \cdot h_0 = \dot{m} \cdot (i_1 - i_2) [kW] \text{ – bez ztrát} \quad (13)$$

- Skutečný vnitřní výkon [3]

$$P_{iU} = \dot{m} \cdot h = \dot{m} \cdot (i_1 - i_2) [kW] \quad (14)$$

- Výkony na spojce a svorkách generátoru [3]

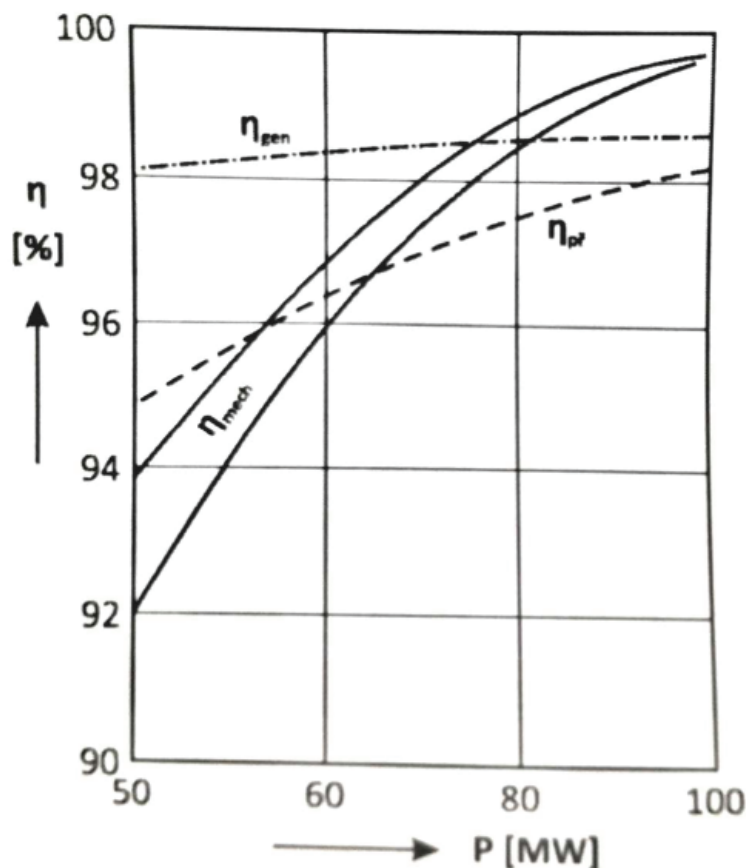
$$P_{SP} = P_{iU} - z_{mech} \quad (15)$$

$$P_{gen} = P_{SP} - z_{gen} \quad (16)$$

Ztráty mechanického typu u turbíny představují hlavně ztráty na ložiscích. Tyto ztráty jsou závislé na typu ložisek, nejčastěji to jsou ložiska segmentová nebo citronová. Hodnotu této ztráty udává výrobce na štítku. Díky tomu jsme schopni spočítat mechanickou účinnost turbíny:

$$\eta_{mech} = \frac{k_1}{1 + \frac{k_2}{P_{kW}}} [-]. \quad (17)$$

Z této rovnice vyplývá, že čím větší máme výkon stroje tím jsou mechanické ztráty menší a tím pádem mechanická účinnost větší. U strojů velkých výkonů se mechanická účinnost pohybuje mezi 98 – 99,5 %. U menších turbín, které jsou spojeny s generátorem přes převod, je třeba zhodnotit i účinnost tohoto převodu (η_{pr}). Ve většině případů se pohybuje okolo 95-98 %. [3]

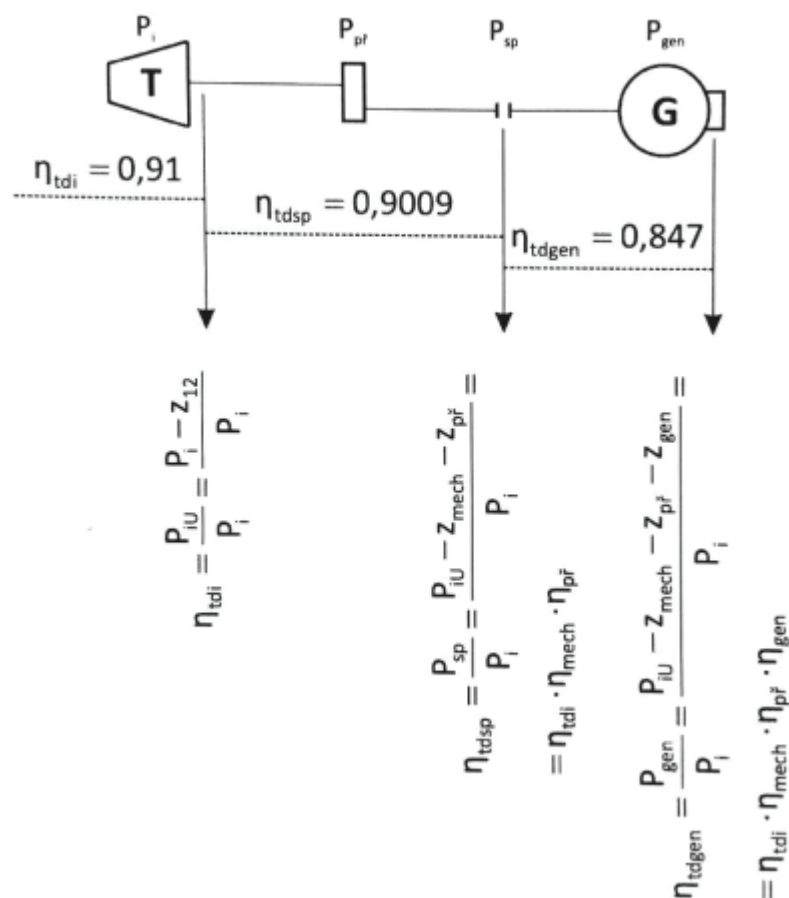


Obrázek 11 Účinnost v závislosti na výkonu stroje [3]

3.4 Termodynamická a tepelná účinnost stroje

3.4.1 Termodynamická účinnost

Tuto účinnost definujeme jako poměr skutečné práce nebo výkonu k výkonu teoretickému, který odpovídá izoentropické expanzi v turbíně. Kvalitu zařízení vyjádříme za pomoci čitatele – čím více výkonů určitých částí tzn.: výkonu turbíny, převodovky, spojky, a generátoru v něm zahrneme, tím více se o celém zařízení dozvíme. Největší účinnosti dosáhneme, uvažujeme-li pouze ztráty na turbíně, a naopak nejmenší zahrneme-li všechny ztráty až ke generátoru. [3]



Obrázek 12 Termodynamická účinnost (turbína, převodovka, spojka, generátor) [3]

3.4.2 Tepelná účinnost stroje

Tepelná účinnost se liší od termodynamické tím, že vyjadřuje kvalitu celého tepelného oběhu, zatímco účinnost termodynamická vypovídá o kvalitě jednotlivých strojů nacházejících se v tomto oběhu. Tepelná účinnost je definována jako poměr získané skutečné práce (výkonu) a tepla, jež bylo do oběhu zapotřebí přidat abychom tuto práci získali. [3]

Teoretickou tepelnou účinnost vyjadřujeme za pomoci teoretického výkonu P_i , kdy tento výkon je roven izotermické expanzi v turbíně a je největší možnou hodnotou tepelné účinnosti η_{ti} . Při výpočtech této účinnosti neuvažujeme žádné ztráty ani vliv napájecího čerpadla. [3]

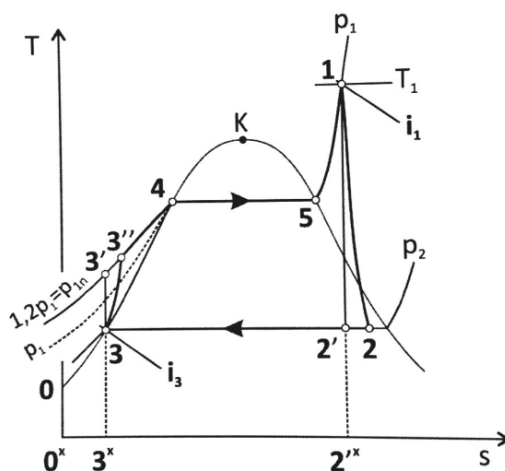
$$\eta_{ti} = \frac{P_i}{\dot{m} \cdot q_{př}} = \frac{\dot{m} \cdot h_0}{\dot{m} \cdot H} = \frac{h_0}{H} = \frac{i_1 - i_2'}{i_1 - i_3} [-] \quad (18)$$

Stejně jako u termodynamické účinnosti můžeme tepelnou účinnost vyjádřit až po generátor, aniž bychom vzali v úvahu vlastní spotřebu elektrárny. [3]

$$\eta_{tgen} = \frac{P_{iU-z_{mech}-z_{gen}}}{\dot{m} \cdot q_{př}} = \frac{P_{iU} \cdot \eta_{tdi} \cdot \eta_{mech} \cdot \eta_{gen}}{\dot{m} \cdot H} = \frac{i_1 - i_2'}{i_1 - i_3} \cdot \eta_{tdgen} [-] \quad (19)$$

U skutečné účinnosti zařízení musíme vycházet z toho, že i elektrárna má nějakou vlastní spotřebu energie, která je potřeba pro její správné fungování. To znamená, že musíme při výpočtu účinnosti uvažovat i s příkony napájecích čerpadel, kondenzačních čerpadel, čerpadel na chladicí vodu kondenzátoru, příkonem motoru ventilátoru chladicí věže a ztrátami v kotli. [3]

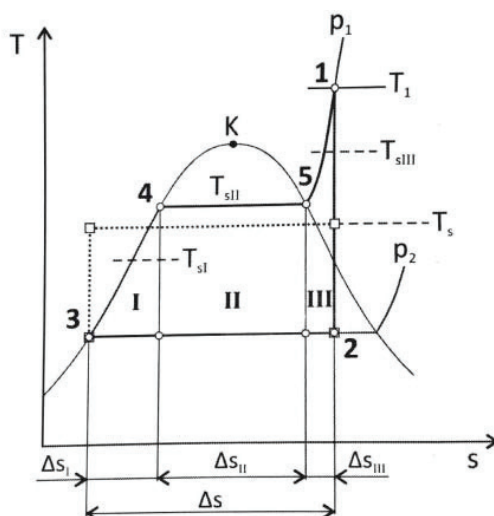
$$\eta_{tgen} = \frac{P_{gen} - (P_{NČ} + P_{KČ} + P_{CHLČ})}{\dot{m} \cdot [i_1 - i_3 - \frac{p_{1n} - p_2}{\eta_{NČ}} \cdot v_s]} \cdot \eta_k = \frac{P_{gen} - P_{vlastní}}{\dot{m} \cdot [i_1 - i_3']} \cdot \eta_k \quad (20)$$



Obrázek 13 T-s diagram s vlivem příkonu napájecího čerpadla [3]

3.5 Zvýšení tepelné účinnosti cyklu

Zvýšení tepelné účinnosti parního cyklu provádíme pomocí zvýšení střední teploty přívodu tepla oproti základnímu oběhu. [3]

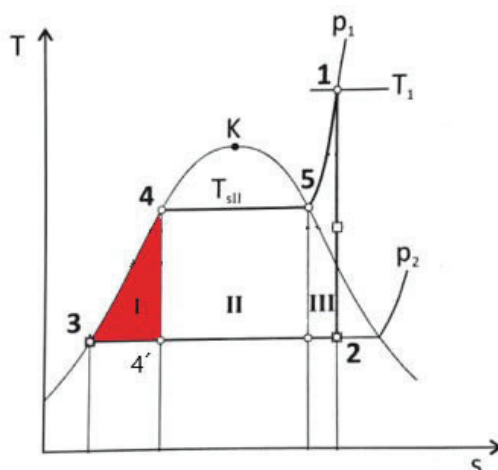


Obrázek 14 Určení střední teploty přívodu tepla [3]

$$T_s = \frac{T_{SI} \cdot \Delta S_I + T_{SII} \cdot \Delta S_{II} + T_{SIII} \cdot \Delta S_{III}}{\Delta S} \quad (21)$$

3.6 Regenerace: ohřev vody párou odebíranou z kotle

V praxi se jedná o proces, při němž vyrábíme elektrickou energii a současně odebíráme a využíváme část tepla jenž expandovalo v turbíně. Toto teplo využíváme k ohřevu napájecí vody ještě před vstupem do kotle. Nejmenší účinnost celého parního cyklu je v místě křivky 3-4 na T-s diagramu R-C cyklu, kdy tato křivka znázorňuje ohřev napájecí vody v ekonomizéru. [4]



Obrázek 15 T-s diagram R-C cyklus [3]

To znamená, že se snažíme zbavit plochy „I“ a přiblížit se ideálnímu Carnotovu oběhu. Toho dosáhneme tak, že budeme několikanásobně odebírat expandující páru v turbíně a pomocí ní ohřívat napájecí vodu v napájecí nádrži, ne až v kotli. [4]



Oběh	Přivedené teplo	Práce
R-C cyklus	i_1-i_{10} [pole I-II]	pole I
Carnotův cyklus	i_1-i_{11} [pole II]	pole II
Regenerační oběh	i_1-i_8 [pole III]	pole III

Tabulka 2 Proces ohřívání napájecí vody [3]

Páru, kterou odebíráme z turbíny pro ohřátí napájecí vody nejsme schopni odebírat kontinuálně, ale odběrná místa musíme zařadit za stupně turbíny. Dále nesmíme odebírat celé množství páry, bylo by třeba ji zavádět do řady mezistupňových ohříváků. Část páry odebereme do regeneračních ohříváků a necháme ji v ohřívácích skondenzovat, aby bylo využito i kondenzační teplo. Tento kondenzát následně vhodně smísíme s napájecí vodou, tak aby došlo k potřebnému zahřátí. Při odebírání mokré páry z turbíny se odvádí také část vlhkosti, díky čemuž zvýšíme spolehlivost, životnost i účinnost posledních stupňů turbíny. [4]

4. Tepelná bilance stávajícího parního oběhu

V této kapitole budeme počítat energetickou bilanci stávajícího parního oběhu elektrárny. Bilanci budeme počítat pro letní provoz, tedy cca pět měsíců (květen-září), což bude znamenat nulový průtok pro výstupní parovod a výměňkovou stanici. Jelikož neuvažujeme žádné ztráty a úniky páry, tak DEMI voda bude také nulová. Cílem energetické bilance oběhu bude spočítat průtoky v napájecí nádrži, NTO a odběry parní turbíny TG2. Díky těmto průtokům jsme schopni spočítat výkon parní turbíny TG2. Jelikož parní turbína TG1 nemá žádný odběr, tak jsme u ní schopni výkon spočítat okamžitě, totéž platí pro výkon kotle. S ohledem na různé průtoky v systému jsme nuceni k vyjádření tepelné účinnosti použít vzoreček, který zohledňuje hmotnostní průtoky systému.

ZADANÉ TEPLoty PRO TEPELNOU BILANCI							
2019		Letní provoz			Zimní provoz		
		Průtok	Teplota	Tlak	Průtok	Teplota	Tlak
BOD		t/h	°C	MPa(a)	t/h	°C	MPa(a)
1	Vstup do NTO	?	45	0,4		46,5	0,4
2	Vstup NN	?	80	0,3		80	0,3
3	Výstup NN	80	120	0,2	80	120	0,2
4	Napájecí voda do kotle	80	120	8,4	80	120	8,4
5	Vstup do TG1	80	465	6,4	80	465	6,4
6a	Výstup do TG1	80	265	0,9	80	255	1
6b	Vstup do TG2	80	265	0,9		255	1
7a	Regulovaný odběr	?	150	0,23		141,8	0,25
7b	RO - vstup do NN	?	150	0,23		141,8	0,25
8	Neregulovaný odběr do NTO	?	90	0,07		90	0,07
9	Výstupní pára z TG2	?	?	0,012			0,007
10	Kondenzát za kondenzátorem	?	?	0,012			0,007
11	Výstupní parovod	0			36,5	220	1
12	Výměňková stanice	0			28,6	141,6	0,25
13	Demi voda						

Tabulka 3 Hodnoty stávajícího parního oběhu

ENTALPIE (LETNÍ PROVOZ) [kJ/kg]	
i_1	188,78
i_2	335,15
i_3	503,79
i_4	509,57
i_5	3333,7
i_{6a}	2979,5
i_{6b}	2979,5
i_{7a}	2766,8
i_{7b}	2766,8
i_8	2632,1

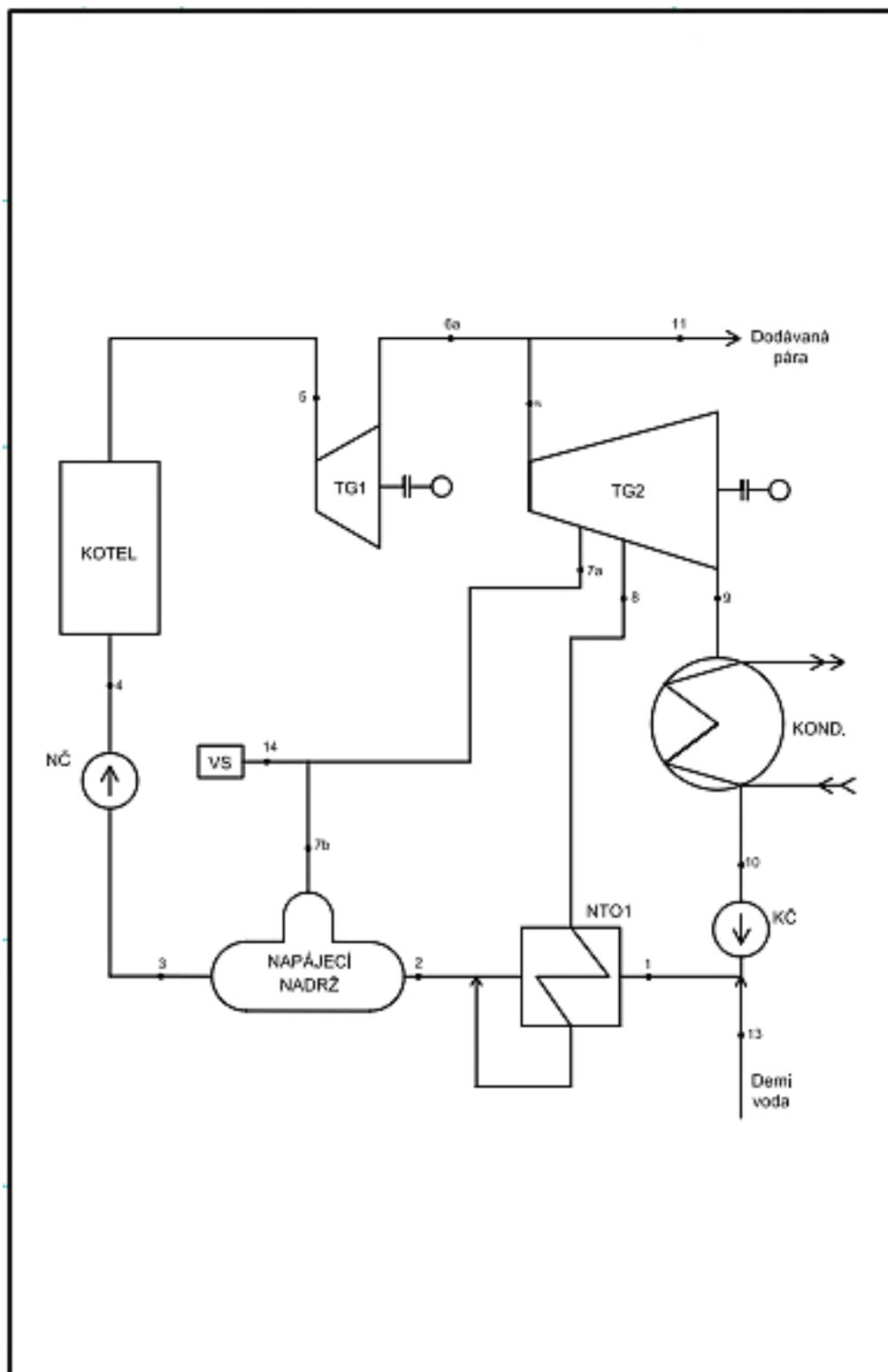
Tabulka 4 Hodnoty entalpie a entropie odečtené s parních tabulek

Pro výpočet entalpií byla použita mobilní aplikace SteamProperty. Dále pro orientaci ve schématech, které byly použitý při výpočtech energetických bilancí, jsme použili kříž, v němž jsou znázorněny veličiny potřebné k výpočtům.

m [t/h]	t [°C]
p [MPa]	i [kJ/kg]

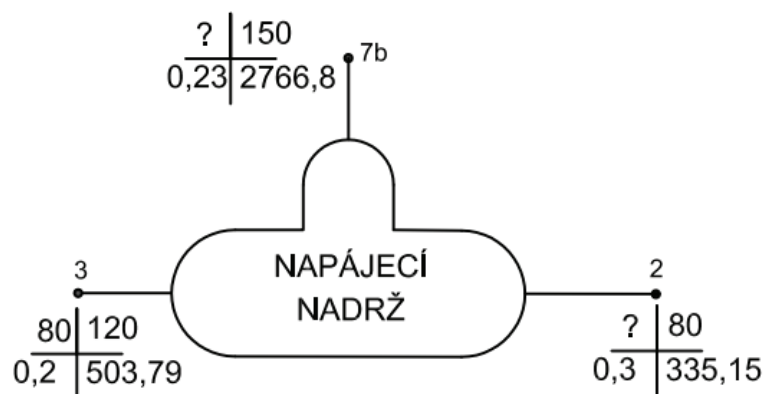
Obrázek 18 Vysvětlivka kříž

4.1 Schéma parního oběhu



Obrázek 19 Současné schéma parního oběhu

4.2 Energetická bilance napájecí nádrže



Obrázek 20 Bilance NN

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_7 \quad (22)$$

$$\dot{m}_3 \cdot i_3 = \dot{m}_7 \cdot i_7 + \dot{m}_2 \cdot i_2 \Rightarrow \dot{m}_3 \cdot i_3 = \dot{m}_7 \cdot i_7 + (\dot{m}_3 - \dot{m}_7) \cdot i_2 \quad (23)$$

$$\dot{m}_3(i_3 - i_2) = \dot{m}_7(i_7 - i_2) \Rightarrow \dot{m}_7 = \frac{\dot{m}_3(i_3 - i_2)}{(i_7 - i_2)}$$

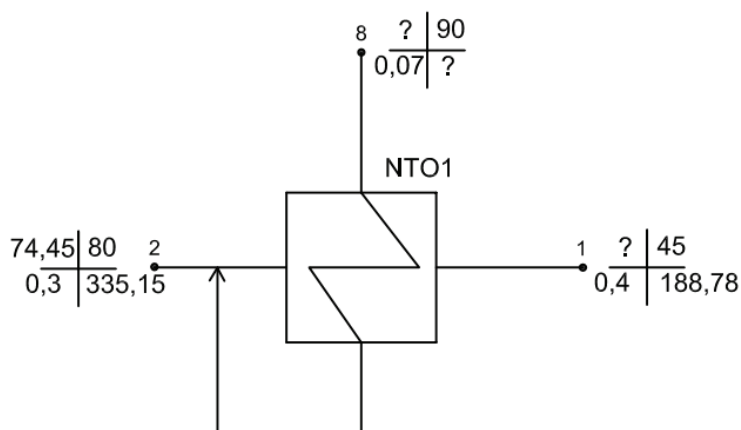
$$\dot{m}_7 = \frac{80 \cdot (503,79 - 335,15)}{2766,8 - 335,15} = 5,55 \text{ t/h}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_7 = 80 - 5,55 = 74,45 \text{ t/h} \quad (24)$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 2	74,45	80	0,3	335,15
BOD 3	80	120	0,2	503,79
BOD 7	5,55	150	0,23	2766,8

Tabulka 5 Bilance NN

4.3 Energetická bilance NTO



Obrázek 21 Bilance NTO

- Entalpii v bodě 8 jsme počítali pomocí i-s diagramu vodní páry, kde jsme si určili suchost $x=0,988$ z tabulek syté kapaliny a syté páry. Z tabulek jsme odečetli pomocí teploty $i'=376,98 \text{ kJ/kg}$ a $i''=2659,46 \text{ kJ/kg}$ (viz. parní bilance TG2, obrázek č.20)

$$i_8 = i'_8 + x_8 \cdot (i''_8 - i'_8) \quad (25)$$

$$i_8 = 376,98 + 0,988(2659,46 - 376,98) = 2632,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 - \dot{m}_8 \quad (26)$$

$$\dot{m}_2 \cdot i_2 = \dot{m}_8 \cdot i_8 + \dot{m}_1 \cdot i_1 \Rightarrow \dot{m}_2 \cdot i_2 = \dot{m}_8 \cdot i_8 + (\dot{m}_2 - \dot{m}_8) \cdot i_1 \quad (27)$$

$$\dot{m}_2(i_2 - i_1) = \dot{m}_8(i_8 - i_1) \Rightarrow \dot{m}_8 = \frac{\dot{m}_2(i_2 - i_1)}{(i_8 - i_1)}$$

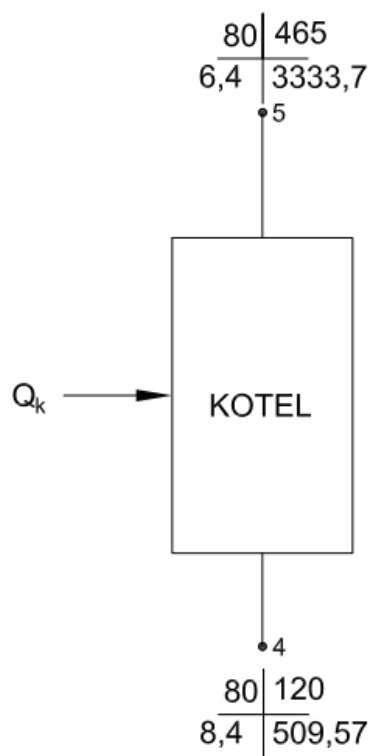
$$\dot{m}_8 = \frac{74,45 \cdot (335,18 - 188,78)}{2632,1 - 188,78} = 4,46 \text{ t/h}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 - \dot{m}_8 = 74,45 - 4,46 = 69,99 \text{ t/h} \quad (28)$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 1	69,99	45	0,4	188,78
BOD 2	74,45	80	0,3	335,15
BOD 8	4,46	90	0,07	2632,1

Tabulka 6 Bilance NTO

4.4 Energetická bilance kotle



Obrázek 22 Bilance kotle

- Převod hmotnosti z t/h na kg/s

$$M_k = \frac{\dot{m}}{3600} = \frac{80 \cdot 10^3}{3600} = 22,22 \text{ kg/s} \quad (29)$$

- Dodané teplo do kotle

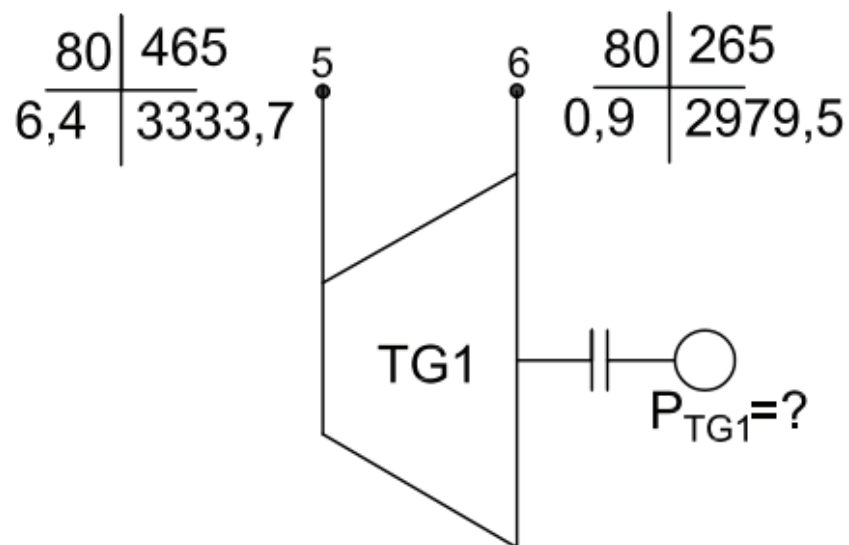
$$Q_k + M_k \cdot i_4 - M_k \cdot i_5 = 0 \Rightarrow P_k = M_k \cdot i_5 - M_k \cdot i_4 \quad (30)$$

$$Q_K = 22,22 \cdot 3333,7 - 22,22 \cdot 509,57 = 62752,17 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 62,75 \text{ MW}$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 4	80	120	8,4	509,57
BOD 5	80	465	6,4	3333,7

Tabulka 7 Bilance kotle

4.5 Energetická bilance turbíny TG1



Obrázek 23 Bilance TG1

- Vnitřní práce turbíny TG1

$$a_{TG1} = i_5 - i_6 = 3333,7 - 2979,5 = 354,2 \text{ kJ/kg} \quad (31)$$

- Výkon turbíny TG1

$$P_{TG1} = \dot{m} \cdot a_{TG1} = 80 \cdot 10^3 \cdot 354,2 = 28336000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 7,87 \text{ MW} \quad (32)$$

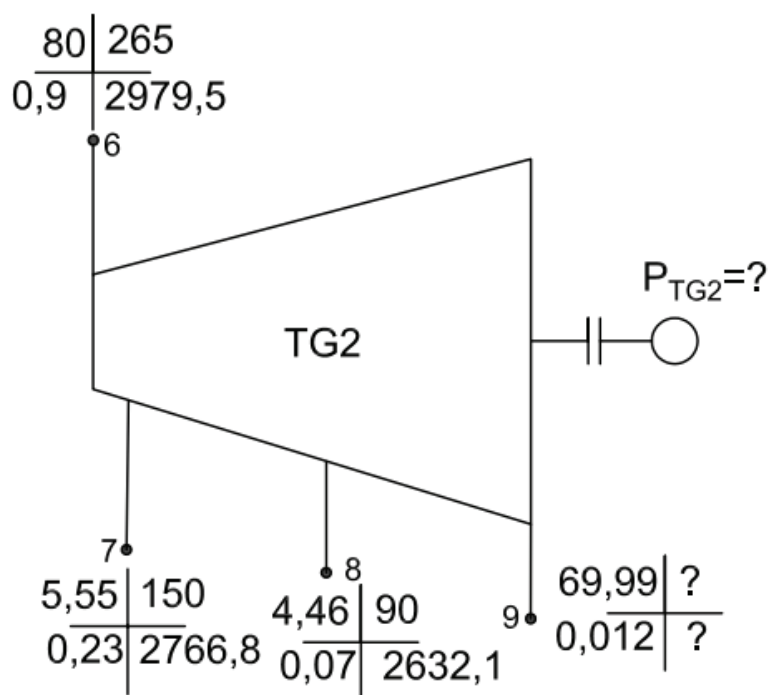
- Přivedené teplo do turbíny TG1

$$Q_{př} = (i_5 - i_4) \cdot \dot{m} = (3333,7 - 509,57) \cdot 80 \cdot 10^3 = 225930400 \text{ kJ/h} \quad (33)$$

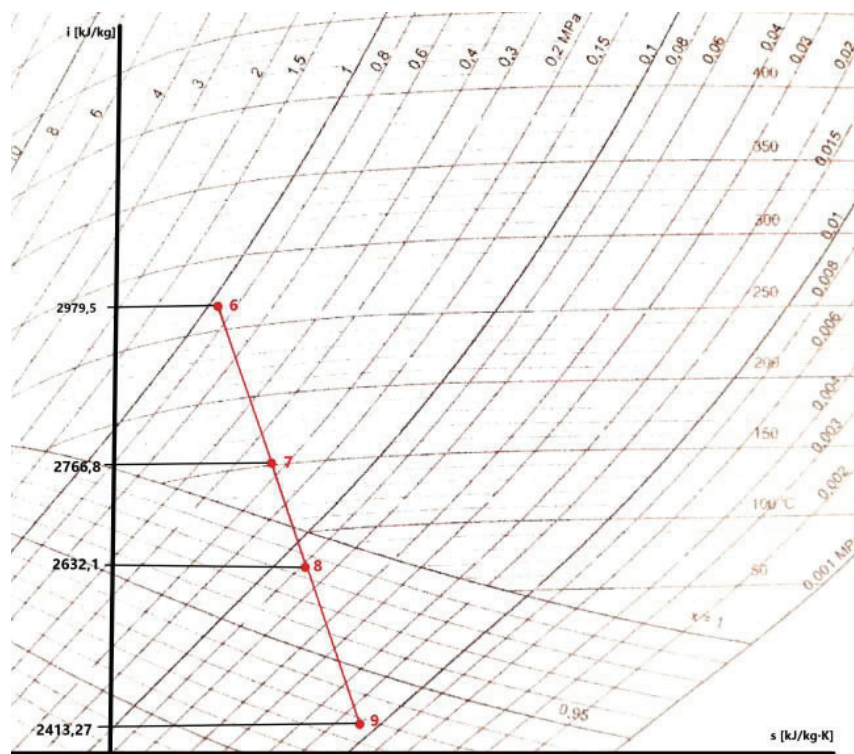
	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 5	80	465	6,4	3333,7
BOD 6	80	265	0,9	2979,5

Tabulka 8 Bilance TG1

4.6 Energetická bilance turbíny TG2



Obrázek 24 Bilance TG2



Obrázek 25 Entalpický spád na turbíně TG2

Entalpii v bodě 9 jsme počítali pomocí i-s diagramu vodní páry, kde jsme si určili suchost **$x=0,926$** . Suchost v bodě 8 a 9 jsme získali pomocí průsečíků známých tlaků a entalpického spádu. Tento spád jsme schopni určit díky izoentropické účinnosti, která je stejná v těchto dvou bodech jako v bodech 6 a 7. Dále jsme použili tabulky syté kapaliny a syté páry, u kterých jsme si určili pomocí lineární interpolace teplotu $t_9=49,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $i'=205,46\text{ kJ/kg}$ a $i''=2589,7\text{ kJ/kg}$.

p[MPa]	0,01	0,012	0,015
t[°C]	45,81	49,1	53,97
i'[kJ/kg]	191,81	205,46	225,94
i''[kJ/kg]	2583,89	2589,7	2598,3

Tabulka 9 Lineární interpolace bodu 9

$$i_9 = i'_9 + x_9 \cdot (i''_9 - i'_9) \quad (34)$$

$$i_9 = 205,46 + 0,926(2589,7 - 205,46) = 2413,27\text{ kJ/kg} \quad (35)$$

$$a_{67} = i_6 - i_7 = 2979,5 - 2766,8 = 212,7\text{ kJ/kg} \quad (36)$$

$$a_{78} = i_7 - i_8 = 2766,8 - 2632,1 = 134,7\text{ kJ/kg} \quad (37)$$

$$a_{89} = i_8 - i_9 = 2632,1 - 2413,27 = 218,83\text{ kJ/kg} \quad (38)$$

$$P_{TG2} = (\dot{m}_{67} \cdot a_{67}) + (\dot{m}_{78} \cdot a_{78}) + (\dot{m}_{89} \cdot a_{89}) \quad (39)$$

$$P_{TG2} = (80000 \cdot 212,7) + (74450 \cdot 134,7) + (69990 \cdot 218,83)$$

$$P_{TG2} = 45583676,7 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 11,8\text{ MW}$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 6	80	265	0,9	2979,5
BOD 7	5,55	150	0,23	2766,8
BOD 8	4,46	90	0,07	2632,1
BOD 9	69,99	49,1	0,012	2413,27

Tabulka 10 Balance TG2

4.7 Účinnost celého oběhu

$$\eta_{T1} = \frac{P_{TG1} + P_{TG2}}{Q_k} = \frac{7,87 + 11,8}{62,75} = 0,3134 = 31,34\% \quad (40)$$

Q_k [MW]	P_{TG1} [MW]	P_{TG2} [MW]	$P_{TG1} + P_{TG2}$	η_{T1} [%]
62,75	7,87	11,8	19,67	31,34

Tabulka 11 Výkony kotle a parních turbín

ZADANÉ TEPLoty PRO TEPELNOU BILANCI							
2019		Letní provoz			Zimní provoz		
		Průtok	Teplota	Tlak	Průtok	Teplota	Tlak
BOD		t/h	°C	MPa(a)	t/h	°C	MPa(a)
1	Vstup do NTO	69,9	45	0,4		46,5	0,4
2	Vstup NN	74,45	80	0,3		80	0,3
3	Výstup NN	80	120	0,2	80	120	0,2
4	Napájecí voda do kotle	80	120	8,4	80	120	8,4
5	Vstup do TG1	80	465	6,4	80	465	6,4
6a	Výstup do TG1	80	265	0,9	80	255	1
6b	Vstup do TG2	80	265	0,9		255	1
7a	Regulovaný odběr	5,55	150	0,23		141,8	0,25
7b	RO - vstup do NN	5,55	150	0,23		141,8	0,25
8	Neregulovaný odběr do NTO	4,46	90	0,07		90	0,07
9	Výstupní pára z TG2	69,9	49,1	0,012			0,007
10	Kondenzát za kondenzátorem	69,9	45	0,012			0,007
11	Výstupní parovod	0			36,5	220	1
12	Výměníková stanice	0			28,6	141,6	0,25
13	Demi voda						

Tabulka 12 Zadaných a vypočtených hodnot

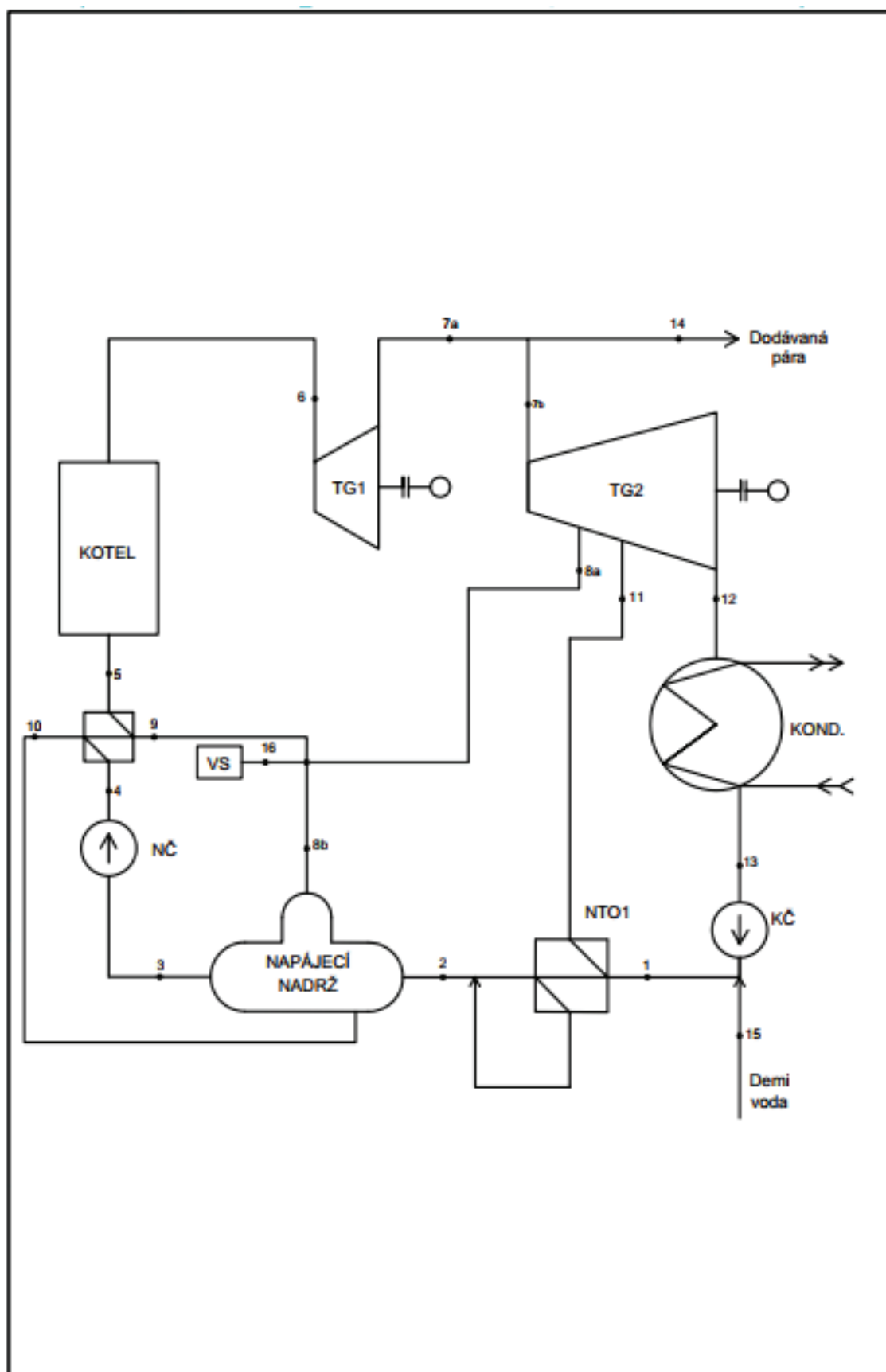
5. Návrh VTO

V této kapitole se budeme zabývat zvětšením účinnosti parního oběhu, a to za pomoci vysokotlakého ohříváku, který umístíme před kotel. V tomto ohříváku bude docházet k ohřátí vody z napájecí nádrže ze 120 °C na 140 °C. Páru k ohřátí vody budeme odebírat z regulovaného odběru turbíny TG2. V důsledku toho budeme muset zvětšit množstevní odběr páry s TG2, a tímto zásahem nám klesne výkon turbíny TG2. Účinnost by měla i přesto narůst, jelikož teplo předané vodě v kotli nebude muset být tak vysoké.

TEPELNÁ BILANCE OBĚHU S VTO							
2019		Letní provoz			Zimní provoz		
		Průtok	Teplota	Tlak	Průtok	Teplota	Tlak
BOD		t/h	°C	MPa(a)	t/h	°C	MPa(a)
1	Vstup do NTO	?	45	0,4		46,5	0,4
2	Vstup NN	?	80	0,3		80	0,3
3	Výstup s NN	80	120	0,2	80	120	0,2
4	Vstup do VTO	80	120	8,4	80	120	8,4
5	Napájecí voda do kotle	80	140	8,4	80	140	8,4
6	Vstup do TG1	80	465	6,4	80	465	6,4
7a	Výstup do TG1	80	265	0,9	80	255	1
7b	Vstup do TG2	80	265	0,9	80	255	1
8	Regulovaný odběr	?	150	0,23		141,8	0,25
9	RO - vstup do NN	?	150	0,23		141,8	0,25
10	Vstup do VTO	?	150	0,23		141,8	0,25
11	Výstup VTO	?	120	0,2			
12	Neregulovaný odběr do NTO	?	90	0,07		90	0,07
13	Výstupní pára z TG2	?	?	0,012			0,007
14	Kondenzát za kondenzátorem	?	?	0,012			0,007
15	Výstupní parovod	0			36,5	220	1
16	Výměňiková stanice	0			28,6	141,6	0,25
17	Demi voda						

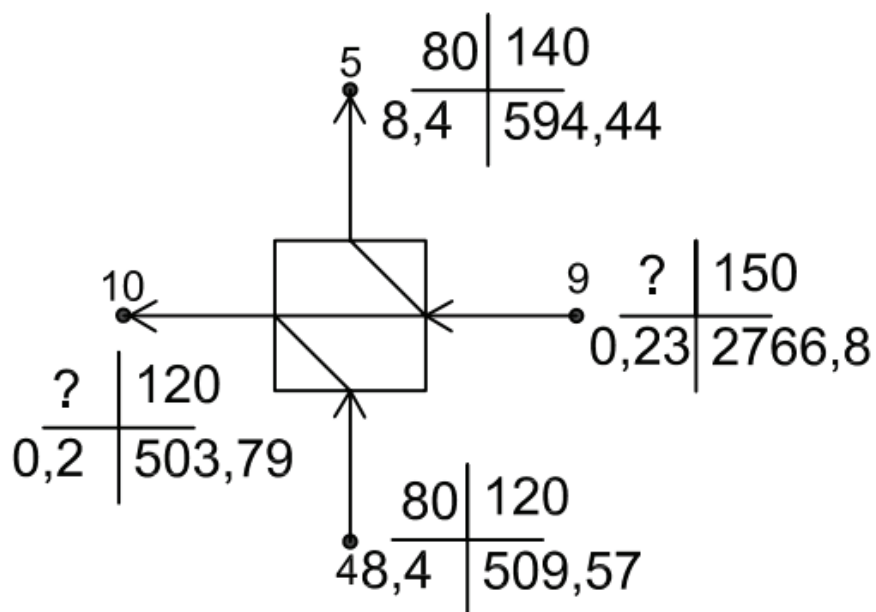
Tabulka 13 Hodnot pro výpočet energetické bilance

5.1 Schéma parního oběhu s VTO



Obrázek 26 Schéma parního oběhu s VTO

5.2 Energetická bilance VTO



Obrázek 27 Bilance VTO

$$m_9 \cdot (i_9 - i_{10}) = m_4 \cdot (i_5 - i_4) \quad (41)$$

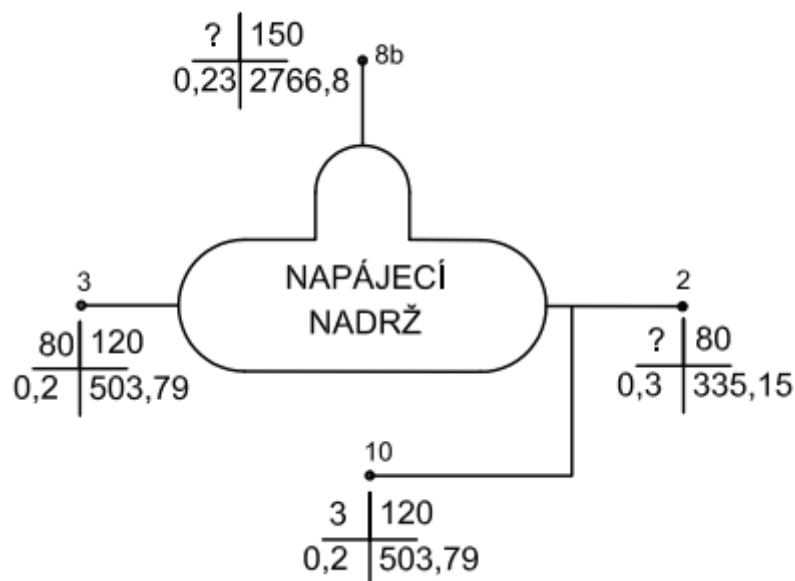
$$m_9 = \frac{m_4 \cdot (i_5 - i_4)}{(i_9 - i_{10})} \quad (42)$$

$$m_9 = \frac{80 \cdot (594,44 - 509,57)}{2766,8 - 503,79} = 3 \text{ t/h}$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 4	80	120	8,4	509,57
BOD 5	80	140	8,4	594,44
BOD 9	3	150	0,23	2766,8
BOD 10	3	120	0,2	503,79

Tabulka 14 Bilance VTO

5.3 Energetická bilance NN



Obrázek 28 Bilance NN

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{8b} - \dot{m}_{10}$$

$$\dot{m}_3 \cdot i_3 = \dot{m}_{10} \cdot i_{10} + \dot{m}_{8b} \cdot i_{8b} + \dot{m}_2 \cdot i_2$$

$$\Rightarrow \dot{m}_3 \cdot i_3 = \dot{m}_{10} \cdot i_{10} + \dot{m}_{8b} \cdot i_{8b} + (\dot{m}_3 - \dot{m}_{8b} - \dot{m}_{10}) \cdot i_2$$

$$\dot{m}_3(i_3 - i_2) - \dot{m}_{10}(i_{10} - i_2) = \dot{m}_{8b}(i_{8b} - i_2) \Rightarrow \dot{m}_{8b} = \frac{\dot{m}_3(i_3 - i_2) - \dot{m}_{10}(i_{10} - i_2)}{(i_{8b} - i_2)}$$

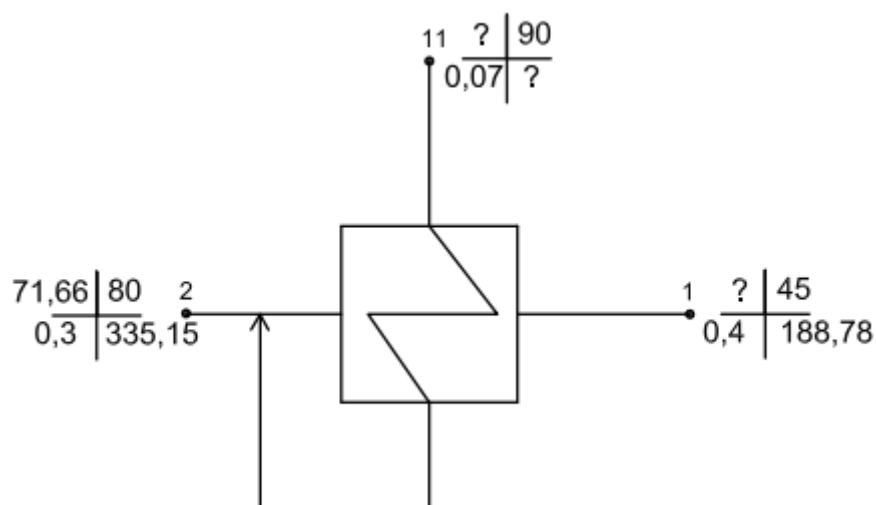
$$\dot{m}_{8b} = \frac{80 \cdot (503,79 - 335,15) - 3 \cdot (503,79 - 335,15)}{2766,8 - 335,15} = 5,34 \text{ t/h}$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{8b} - \dot{m}_{10} = 80 - 5,34 - 3 = 71,66 \text{ t/h}$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 2	71,66	80	0,3	335,15
BOD 3	80	120	0,2	503,79
BOD 8b	5,34	150	0,23	2766,8
BOD 10	3	120	0,2	503,79

Tabulka 15 Bilance NN

5.4 Energetická bilance NTO



Obrázek 29 Bilance NTO

Entalpii v bodě 11 jsme určili stejně jako entalpii v bodě 8 u předešlého parního oběhu.

$$i_{11} = i'_{11} + x_{11} \cdot (i''_{11} - i'_{11})$$

$$i_{11} = 376,98 + 0,988(2659,46 - 376,98) = 2632,1 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 - \dot{m}_{11}$$

$$\dot{m}_2 \cdot i_2 = \dot{m}_{11} \cdot i_{11} + \dot{m}_1 \cdot i_1 \Rightarrow \dot{m}_2 \cdot i_2 = \dot{m}_{11} \cdot i_{11} + (\dot{m}_2 - \dot{m}_{11}) \cdot i_1$$

$$\dot{m}_2(i_2 - i_1) = \dot{m}_{11}(i_{11} - i_1) \Rightarrow \dot{m}_{11} = \frac{\dot{m}_2(i_2 - i_1)}{(i_{11} - i_1)}$$

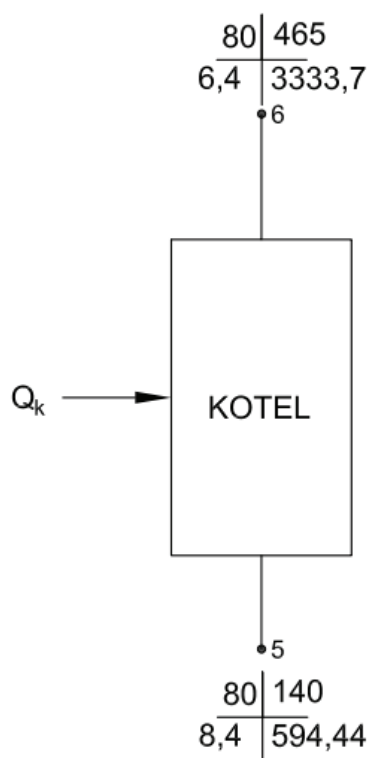
$$\dot{m}_{11} = \frac{71,66 \cdot (335,18 - 188,78)}{2632,1 - 188,78} = 4,29 \text{ t/h}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 - \dot{m}_{11} = 71,66 - 4,29 = 67,37 \text{ t/h}$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 1	67,37	45	0,4	188,78
BOD 2	71,66	80	0,3	335,15
BOD 11	4,29	90	0,07	2632,1

Tabulka 16 Bilance NTO

5.5 Energetická bilance kotle



Obrázek 30 Bilance kotle

- Převod hmotnosti z t/h na kg/s

$$M_k = \frac{\dot{m}}{3600} = \frac{80 \cdot 10^3}{3600} = 22,22 \text{ kg/s}$$

- Dodané teplo do kotle

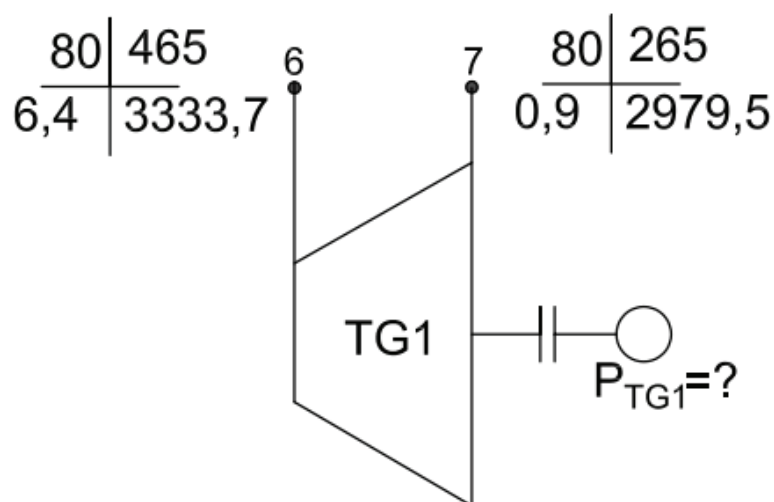
$$Q_k + M_k \cdot i_5 - M_k \cdot i_6 = 0 \Rightarrow Q_k = M_k \cdot i_6 - M_k \cdot i_5$$

$$Q_K = 22,22 \cdot 3333,7 - 22,22 \cdot 594,44 = 60866,36 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 60,86 \text{ MW}$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 5	80	140	8,4	594,44
BOD 6	80	465	6,4	3333,7

Tabulka 17 Bilance kotle

5.6 Energetická bilance TG1



Obrázek 31 Bilance TG1

- Vnitřní práce turbíny TG1

$$a_{TG1} = i_6 - i_7 = 3333,7 - 2979,5 = 354,2 \text{ kJ/kg}$$

- Výkon turbíny TG1

$$P_{TG1} = \dot{m} \cdot a_{TG1} = 80 \cdot 10^3 \cdot 354,2 = 28336000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 7,87 \text{ MW}$$

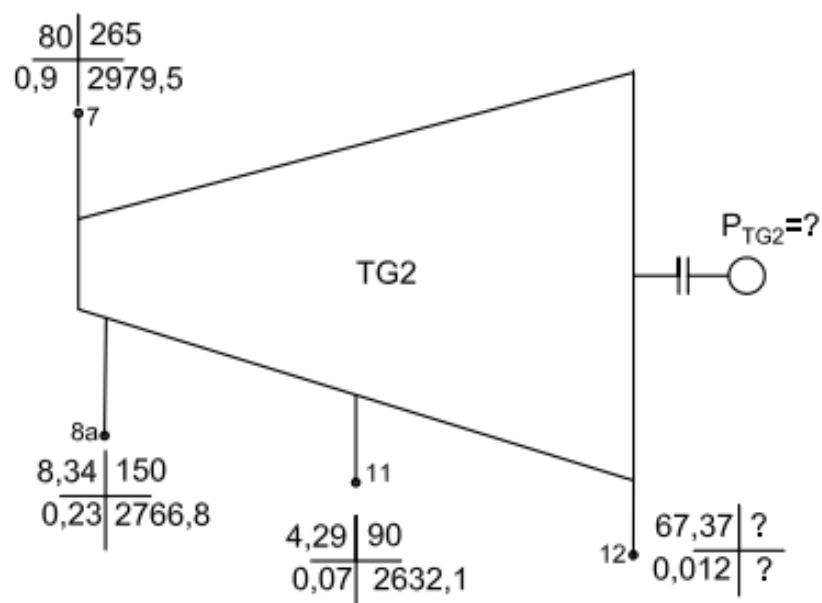
- Přivedené teplo do turbíny TG1

$$Q_{př} = (i_6 - i_5) \cdot \dot{m} = (3333,7 - 509,57) \cdot 80 \cdot 10^3 = 225930400 \text{ kJ/h}$$

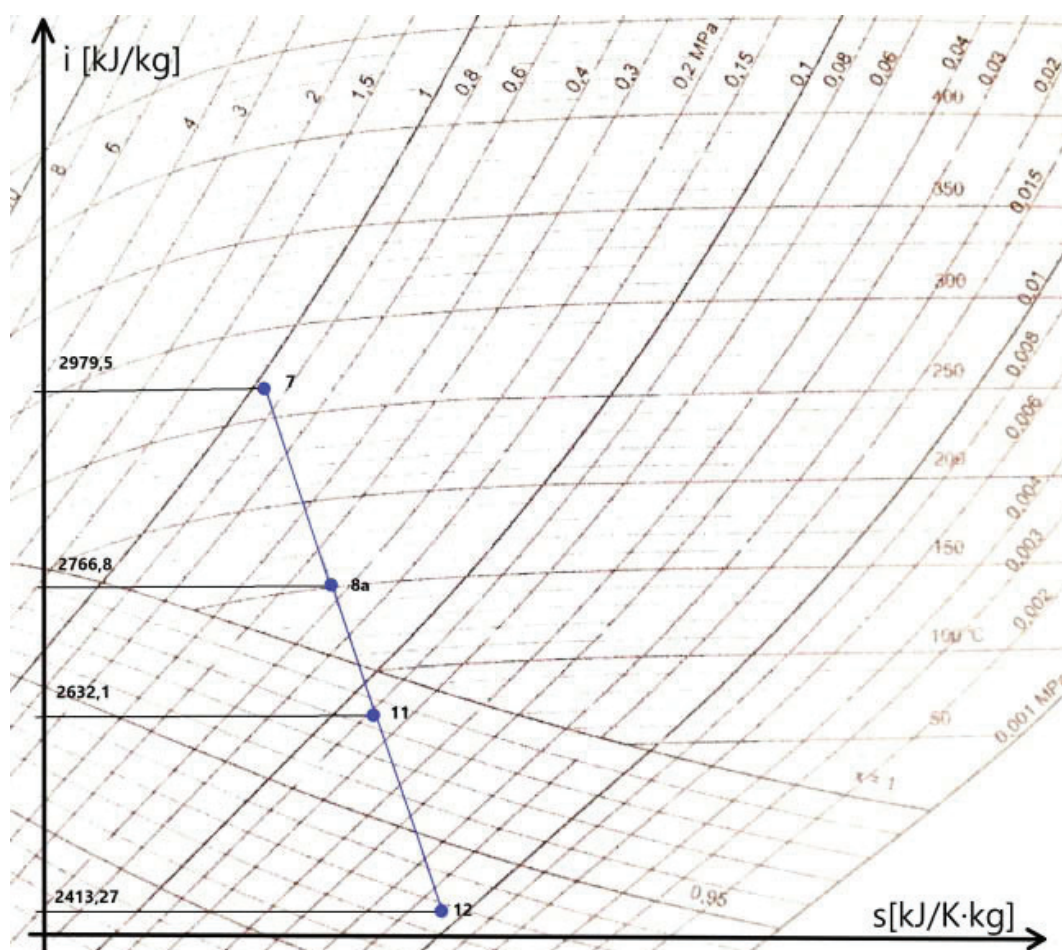
	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 6	80	465	6,4	3333,7
BOD 7	80	265	0,9	2979,5

Tabulka 18 Bilance TG1

5.7 Energetická bilance TG2



Obrázek 32 Bilance TG2



Obrázek 33 Entalpický spád TG2

Entalpii v bodě 12 jsme počítali pomocí i-s diagramu vodní páry, kde jsme si určili suchost **$x=0,926$** . Suchost v bodě 11 a 12 jsme získali pomocí průsečíku známých tlaků a entalpického spádu. Tento spád jsme schopni určit díky izoentropické účinnosti, která je stejná v těchto dvou bodech jako v bodech 7 a 8a. Dále jsme použili tabulky syté kapaliny a syté páry, kde jsme si určili pomocí lineární interpolace teplotu $t_9=49,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $i'=205,46\text{ kJ/kg}$ a $i''=2589,7\text{ kJ/kg}$

p[MPa]	0,01	0,012	0,015
t[°C]	45,81	49,1	53,97
i'[kJ/kg]	191,81	205,46	225,94
i''[kJ/kg]	2583,89	2589,7	2598,3

Tabulka 19 Lineární interpolace bodu 12

$$i_{12} = i'_{12} + x_{12} \cdot (i''_{12} - i'_{12})$$

$$i_{12} = 205,46 + 0,926(2589,7 - 205,46) = 2413,27\text{ kJ/kg}$$

$$a_{78a} = i_7 - i_{8a} = 2979,5 - 2766,8 = 212,7\text{ kJ/kg}$$

$$a_{8a11} = i_{8a} - i_{11} = 2766,8 - 2632,1 = 134,7\text{ kJ/kg}$$

$$a_{1112} = i_{11} - i_{12} = 2632,1 - 2413,27 = 218,83\text{ kJ/kg}$$

$$P_{TG2} = (\dot{m}_{78a} \cdot a_{78a}) + (\dot{m}_{8a11} \cdot a_{8a11}) + (\dot{m}_{1112} \cdot a_{1112})$$

$$P_{TG2} = (80000 \cdot 212,7) + (71660 \cdot 134,7) + (67370 \cdot 218,83)$$

$$P_{TG2} = 41626159,1 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 11,56\text{ MW}$$

	m[t/h]	t[°C]	p[MPa]	i[kJ/kg]
BOD 7	80	265	0,9	2979,5
BOD 8a	8,34	150	0,23	2766,8
BOD 11	4,29	90	0,07	2632,1
BOD 12	67,37	49,1	0,012	2413,27

Tabulka 16 Balance TG2

5.8 Účinnost celého oběhu

$$\eta_{T2} = \frac{P_{TG1} + P_{TG2}}{Q_K} = \frac{7,87 + 11,56}{60,86} = 0,3193 = 31,93\%$$

Q_K [MW]	P_{TG1} [MW]	P_{TG2} [MW]	$P_{TG1} + P_{TG2}$	η_{T2} [%]
60,86	7,87	11,56	19,43	31,93

Tabulka 20 Výkony kotle a parních turbín

TEPELNÁ BILANCE OBĚHU S VTO							
2019		Letní provoz			Zimní provoz		
		Průtok	Teplota	Tlak	Průtok	Teplota	Tlak
BOD		t/h	°C	MPa(a)	t/h	°C	MPa(a)
1	Vstup do NTO	67,37	45	0,4		46,5	0,4
2	Vstup NN	71,66	80	0,3		80	0,3
3	Vystup s NN	80	120	0,2	80	120	0,2
4	Vstup do VTO	80	120	8,4	80	120	8,4
5	Napájecí voda do kotle	80	140	8,4	80	140	8,4
6	Vstup do TG1	80	465	6,4	80	465	6,4
7a	Výstup do TG1	80	265	0,9	80	255	1
7b	Vstup do TG2	80	265	0,9	80	255	1
8a	Regulovaný odběr	8,34	150	0,23		141,8	0,25
8b	RO - vstup do NN	5,34	150	0,23		141,8	0,25
9	Vstup do VTO	3	150	0,23		141,8	0,25
10	Výstup VTO	3	120	0,2			
11	Neregulovaný odběr do NTO	4,29	90	0,07		90	0,07
12	Výstupní pára z TG2	67,37	49,1	0,012			0,007
13	Kondenzát za kondenzátorem	67,37	45	0,012			0,007
14	Výstupní parovod	0			36,5	220	1
15	Výměňiková stanice	0			28,6	141,6	0,25
16	Demi voda						

Tabulka 21 Zadaných a vypočtených hodnot

6. Technickoeekonomické zhodnocení

Poslední kapitola je věnována technickoeekonomickému zhodnocení dvou parních oběhů, a to původního oběhu, jež nebyl osazen VTO, a oběhu upraveného, jež VTO obsahuje.

6.1 Technické zhodnocení

Technického zhodnocení jsme dosáhli už v předchozích kapitolách a to tak, že jsme si vyjádřili účinnosti. Jak je vidět, tak při použití dalšího regeneračního ohříváku v parním obvodu dosáhneme zvýšení účinnosti o 0,59% ($\eta_{t1}=31,34\%$, $\eta_{t2}=31,93\%$).

6.2 Ekonomické zhodnocení

U ekonomického zhodnocení bude třeba vyjádřit roční spotřebu paliva. Pro tuto potřebu modelového výpočtu jsme si zvolili jako palivo hnědé uhlí s výhřevností 15 MJ/kg s cenou 2000 Kč za tunu paliva. U kotle byla zvolena účinnost spalování 90%.

6.2.1 Spotřeba paliva pro původní parní cyklu

$Q_k[\text{MW}]$	$P_{TG1}[\text{MW}]$	$P_{TG2}[\text{MW}]$	$P_{TG1} + P_{TG2}$	$\eta_{T1}[\%]$
62,75	7,87	11,8	19,67	31,34

Tabulka 22 Výkon kotle a turbíny

- Výpočet spotřeby paliva

Výhřevnost: $Q_i=15$ MJ/kg, výkon kotle: $Q_k=62,75$ MW = 225 900 MJ/hod, účinnost spalování $\eta_{spal}=90\%=0,9$, spotřeba bude spočítaná pouze pro letní provoz (LP) 5 měsíců = 153 dní

- Množství paliva bez ztrát

$$\dot{m}_{pal1} = \frac{Q_k}{Q_i} = \frac{225900}{15} = 15060 \frac{\text{kg}}{\text{hod}} \quad (43)$$

- Příkon kotle

$$P_{pal1} = \frac{\dot{m}_{pal1}}{\eta_{spal}} = \frac{15060}{0,9} = 16733,33 \frac{\text{kg}}{\text{hod}} = 4,65 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 61\,444,79 \frac{\text{t}}{\text{LP}} \quad (44)$$

- Cena paliva za letní období

$$cena = P_{pal1} \cdot 2000 = 61\,444,79 \cdot 2000 = 122\,889\,580 \text{ Kč} \quad (45)$$

- Množství paliva potřebného pro výrobu 1MW výkonu parních turbín TG1 a TG2

$$\dot{m}_{pal-tur1} = \frac{P_{pal1}}{P_{TG1} + P_{TG2}} = \frac{4,65}{19,67} = 0,236 \frac{\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}}{\text{MW}} \quad (46)$$

6.2.2 Spotřeba paliva pro upravený parní cyklus (s VTO)

$Q_k[\text{MW}]$	$P_{TG1}[\text{MW}]$	$P_{TG2}[\text{MW}]$	$P_{TG1} + P_{TG2}$	$\eta_{T2}[\%]$
60,86	7,87	11,56	19,43	31,93

Tabulka 23 Výkon kotle a turbín

- Výpočet spotřeby paliva

Výhřevnost: $Q_f=15 \text{ MJ/kg}$, výkon kotle: $Q_k=60,86 \text{ MW} = 219\,096 \text{ MJ/hod}$, účinnost spalování $\eta_{spal}=90\%=0,9$, spotřeba bude spočítaná pouze pro letní provoz (LP) 5 měsíců = 153 dní

$$\dot{m}_{pal2} = \frac{Q_k}{Q_f} = \frac{219096}{15} = 14\,606,4 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$$

- Příkon kotle

$$P_{pal2} = \frac{\dot{m}_{pal2}}{\eta_{spal}} = \frac{14\,606,4}{0,9} = 16\,229,3 \frac{\text{kg}}{\text{hod}} = 4,51 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 59\,593,99 \frac{\text{t}}{\text{LP}}$$

- Cena paliva za letní období

$$cena = P_{pal2} \cdot 2000 = 59\,593,99 \cdot 2000 = 119\,187\,980 \text{ Kč}$$

- Množství paliva potřebného pro výrobu 1MW výkonu parních turbín TG1 a TG2

$$\dot{m}_{pal-tur2} = \frac{P_{pal2}}{P_{TG1} + P_{TG2}} = \frac{4,51}{19,67} = 0,229 \frac{\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}}{\text{MW}}$$

- Rozdíl potřebného paliva na jeden MW výkonu turbíny

$$\Delta \dot{m}_{pal} = \dot{m}_{pal-tur1} - \dot{m}_{pal-tur2} = 0,236 - 0,229 = 0,005$$

- Úspora paliva za letní období

$$\Delta P_{pal} = P_{pal1} - P_{pal2} = 61\,444,79 - 59\,593,99 = 1850,8 \frac{\text{t}}{\text{LP}}$$

- Úspora paliva za letní období

$$\Delta cena = cena_1 - cena_2 = 122\,889\,580 - 119\,187\,980 = 3\,701\,600 \text{ Kč}$$

Jak můžeme vidět na předešlých výpočtech, tak úspora paliva jenom za letní provoz činí 1850,8t, což znamená, že díky investici do VTO jsme schopni jen za toto období 5 měsíců ušetřit 3 701 600 Kč na palivu.

7. Závěr

Tato diplomová práce blíže seznamuje s parním oběhem a možnostmi, jak zvyšovat jeho účinnost. První kapitola popisuje varianty využití parního cyklu, který lze využívat jak pro výrobu elektrické energie, tak i tepelné energie, a to za použití různých paliv. Jak z této kapitoly vyplývá, tak pro výrobu elektrické energie je parní cyklus zásadní.

Další kapitoly se věnují samostatnému parnímu oběhu a všem jeho částem. Jsou zde popsány možnosti energetického bilancování celého parního oběhu. Dále jsou uvedeny způsoby zvyšování účinnosti parního oběhu. Diplomová práce se poté blíže zabývá pouze jedním z nich, a to zvyšováním účinnosti parního oběhu pomocí regenerace, tedy za použití regeneračního ohříváku.

Poslední kapitoly zahrnují výpočty energetického bilancování stávajícího parního oběhu a oběhu nově osazeného VTO. Je zde výpočet všech hmotnostních průtoků v parním oběhu, především vybilancování parní turbíny TG2, jež je osazena dvěma odběry. První odběr byl regulován a byl zaveden do napájecí nádrže a výměňkové stanice. Jelikož je při výpočtech brán v potaz pouze letní provoz, je průtok ve výměňkové stanici roven nule. Druhým odběrem je odebírána pára do regeneračního výměníku NTO, který zvyšuje parametry vody proudící z kondenzátoru. Po výpočtu průtoků bylo možno určit výkon na turbínách a kotli, tyto výkony se rovnaly: výkon kotle $Q_k=62,75\text{MW}$, výkon turbíny TG1 $P_{TG1}=7,87\text{MW}$ a výkon turbíny TG2 $P_{TG2}=11,8\text{MW}$. Tepelná účinnost celého původního cyklu byla $\eta_{T1}=31,34\%$. Při použití VTO v navrženém parním oběhu, kde teplota napájecí vody kotle vzrostla o 20°C z 120°C na 140°C , se snížil potřebný výkon k ohřátí této vody v kotli o $1,89\text{MW}$ na $60,86\text{MW}$. Množství páry ve VTO, potřebné k ohřátí napájecí vody proudící do kotle, bylo získáno z prvního regulovaného odběru turbíny TG2. Jelikož odběr z turbíny TG2 vzrostl, došlo tak k zmenšení výkonu turbíny na $P_{TG2}=11,56\text{MW}$. I přes tento pokles výkonu turbíny se účinnost parního cyklu zvedla na $\eta_{T2}=31,93\%$.

Závěrečná kapitola byla věnována technickoekonomickému zhodnocení těchto dvou bilancí. Jelikož bilance byly počítány jen pro letní provoz (cca 5 měsíců = 153 dní), byly všechny odběry mimo oběh nulové. To znamená, že cyklus pracoval pouze jako elektrárna a ne teplárna. Technické zhodnocení se projevilo v účinnosti těchto dvou parních oběhů. Díky použití VTO účinnost jednoho z nich vzrostla o $0,59\%$. Co se týká ekonomického zhodnocení, tak díky poklesu výkonu potřebného k ohřátí napájecí vody v kotli se snížilo množství paliva přiváděného do kotle ze $16\,733\text{kg/hod}$ (původní stav bez VTO) na $16\,229,3\text{kg/hod}$ (oběh s VTO). Celý tento pokles potřebného paliva, jenom za období letního provozu, činí úsporu $3\,701\,600\text{ Kč}$. Z toho vyplývá, že bychom neměli přestávat investovat do zlepšování již vybudovaných zařízení – přináší to jak ekonomické výhody, tak i šetření přírodních zdrojů, které jsou velmi důležité pro výrobu elektřiny i tepla.

Seznam použité literatury

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné elektrárny a teplárny. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1984.
- [2] AMBROŽ, Jaroslav. Parní turbíny a kondenzace. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1984.
- [3] ŠKOPEK, Jan. Tepelné turbíny a turbokompresory. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010. ISBN 978-80-7043-862-6.
- [4] BEČVÁŘ, Josef. Tepelné turbíny. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné turbíny a turbokompresory. 1, Základy teorie a výpočtů. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [6] NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02409-1.
- [7] IBLER, Zbyněk. Technický průvodce energetika. [1. díl]. Praha: BEN - technická literatura, 2002. ISBN 80-7300-026-1.
- [8] IBLER, Zbyněk. Technický průvodce energetika. 2. díl, Energetika v příkladech. Praha: BEN - technická literatura, 2003. ISBN 80-7300-097-0.
- [9] Parní oběhy. [Http://tzb.fsv.cvut.cz](http://tzb.fsv.cvut.cz) [online]. Praha [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz>
- [10] *Energetický regulační ústav* [online]. ERU:2018 [cit. 2019-05-15] Dostupné z: <http://www.eru.cz>
- [11] [Https://www.spsstavcb.cz/download2/2613_3442_cs_zem3_hes_sablona.pdf](https://www.spsstavcb.cz/download2/2613_3442_cs_zem3_hes_sablona.pdf) [online] [cit. 2019-05-15].
- [12] Průmyslová energetika. [online]. Ostrava, 2012 [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: Průmyslová energetika
- [13] [Http://www.tta.cz/cz/energie/technologie-vyroby](http://www.tta.cz/cz/energie/technologie-vyroby) [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <http://www.tta.cz>

Seznam obrázku

- Obrázek 1 Výroba elektrické energie v roce 2018 [10]
- Obrázek 2 Podíl paliva na výrobě elektrické energie v ČR v roce 2018 [10]
- Obrázek 3 Technologické schéma teplárny Tábor [13]
- Obrázek 4 Výroba elektrické a tepelné energie v ČR v roce 2018 [10]
- Obrázek 5 Rankin - Clausiův parní oběh [6]
- Obrázek 6 T-s diagram R-C cyklu [9]
- Obrázek 7 Přeměna energie v parní turbíně [3]
- Obrázek 8 Základní schéma R-C cyklu [3]
- Obrázek 9 T-s a i-s diagram ideálního stroje [3]
- Obrázek 10 T-s a i-s diagram skutečného stroje [3]
- Obrázek 11 Účinnost v závislosti na výkonu stroje [3]
- Obrázek 12 Termodynamická účinnost (turbína, převodovka, spojka, generátor) [3]
- Obrázek 13 T-s diagram s vlivem příkonu napájecího čerpadla [3]
- Obrázek 14 Určení střední teploty přívodu tepla [3]
- Obrázek 15 T-s diagram R-C cyklus [3]
- Obrázek 16 Schéma zařízení s regeneračními ohříváky [3]
- Obrázek 17 Proces ohřívání napájecí vody v T-s diagramu [3]
- Obrázek 18 Vysvětlivka kříž
- Obrázek 19 Současné schéma parního oběhu
- Obrázek 20 Balance NN
- Obrázek 21 Balance NTO
- Obrázek 22 Balance kotle
- Obrázek 23 Balance TG1
- Obrázek 24 Balance TG2
- Obrázek 25 Entalpický spád na turbíně TG2
- Obrázek 26 Schéma parního oběhu s VTO
- Obrázek 27 Balance VTO
- Obrázek 28 Balance NN
- Obrázek 29 Balance NTO
- Obrázek 30 Balance kotle
- Obrázek 31 Balance TG1
- Obrázek 32 Balance TG2
- Obrázek 33 Entalpický spád TG2

Seznam tabulek

Tabulka 1 Přehled jaderných a největších tepelných elektráren v ČR [11]

Tabulka 2 Proces ohřívání napájecí vody [3]

Tabulka 3 Hodnoty stávajícího parního oběhu

Tabulka 4 Hodnoty entalpie a entropie odečtené s parních tabulek

Tabulka 5 Bilance NN

Tabulka 6 Bilance NTO

Tabulka 7 Bilance kotle

Tabulka 8 Bilance TG1

Tabulka 9 Lineární interpolace bodu 9

Tabulka 10 Bilance TG2

Tabulka 11 Výkony kotle a parních turbín

Tabulka 12 Zadaných a vypočtených hodnot

Tabulka 13 Hodnot pro výpočet energetické bilance

Tabulka 14 Bilance VTO

Tabulka 15 Bilance NN

Tabulka 16 Bilance NTO

Tabulka 17 Bilance kotle

Tabulka 18 Bilance TG1

Tabulka 19 Lineární interpolace bodu 12

Tabulka 20 Výkony kotle a parních turbín

Tabulka 21 Zadaných a vypočtených hodnot

Tabulka 22 Výkon kotle a turbíny

Tabulka 23 Výkon kotle a turbín